



**ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE
CHIMBORAZO**

**FACULTAD DE MECÁNICA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA**

**“SELECCIÓN Y DISEÑO DE UN INTERCAMBIADOR DE
CALOR PARA LA DEGRADACIÓN DE BIOMASA DE
LODOS RESIDUALES DE UNA PLANTA PILOTO DE
GASIFICACIÓN EN AGUA SUPERCRÍTICA”**

VICUÑA MUÑOZ LINCOLN PAÚL

TESIS DE GRADO

Previa a la obtención del Título de:

INGENIERO MECÁNICO

RIOBAMBA – ECUADOR

2014

ESPOCH

Facultad de Mecánica

CERTIFICADO DE APROBACIÓN DE TESIS

2012-11-09

Yo recomiendo que la Tesis preparada por:

VICUÑA MUÑOZ LINCOLN PAUL

Titulada:

**“SELECCIÓN Y DISEÑO DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR PARA LA
DEGRADACIÓN DE BIOMASA DE LODOS RESIDUALES DE UNA PLANTA
PILOTO DE GASIFICACIÓN EN AGUA SUPERCRÍTICA”**

Sea aceptada como parcial complementación de los requerimientos para el Título de:

INGENIERO MECÁNICO

Ing. Marco Santillán Gallegos.
DECANO DE LA FAC. DE MECÁNICA

Nosotros coincidimos con esta recomendación:

Ing. Rodolfo Santillán Heredia
DIRECTOR DE TESIS

Ing. José Paredes Murillo
ASESOR DE TESIS

CERTIFICADO DE EXAMINACIÓN DE TESIS

NOMBRE DEL ESTUDIANTE: LINCOLN PAÚL VICUÑA MUÑOZ

TÍTULO DE LA TESIS: “SELECCIÓN Y DISEÑO DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR PARA LA DEGRADACIÓN DE BIOMASA DE LODOS RESIDUALES DE UNA PLANTA PILOTO DE GASIFICACIÓN EN AGUA SUPERCRÍTICA”

Fecha de Examinación: 2014-01-15

RESULTADO DE LA EXAMINACIÓN:

COMITÉ DE EXAMINACIÓN	APRUEBA	NO APRUEBA	FIRMA
Ing. Marco Santillán Gallegos PRESIDENTE TRIB. DEFENSA			
Ing. Rodolfo Santillán Heredia DIRECTOR DE TESIS			
Ing. José Paredes Murillo ASESOR			

* Más que un voto de no aprobación es razón suficiente para la falla total.

RECOMENDACIONES: _____

El Presidente del Tribunal certifica que las condiciones de la defensa se han cumplido.

Ing. Marco Santillán Gallegos
PRESIDENTE DEL TRIBUNAL

DERECHOS DE AUTORÍA

El trabajo de grado que presentamos, es original y basado en el proceso de investigación y/o adaptación tecnológica establecido en la Facultad de Mecánica de la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo. En tal virtud, los fundamentos teórico - científicos y los resultados son de exclusiva responsabilidad de los autores. El patrimonio intelectual le pertenece a la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo.

LINCOLN PAÚL VICUÑA MUÑOZ

DEDICATORIA

El presente trabajo dedico principalmente a Dios por ser un pilar fundamental en mi vida, a mis padres quienes con su apoyo, confianza incondicional, los valores y consejos inculcados me permitieron alcanzar esta meta importante en mi vida, y a mis hermanos que con su ejemplo de vida fueron un incentivo para ser mejor cada día.

Paúl Vicuña Muñoz

AGRADECIMIENTO

El más sincero agradecimiento a la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo, en especial a la Escuela de Ingeniería Mecánica, por brindarme la oportunidad de obtener una profesión y ser una persona útil a la sociedad.

A mis padres especialmente porque fueron un apoyo importante y perseverante en este proceso de formación profesional y sobre todo por las valiosas enseñanzas de vida en valores.

A todos los docentes de la escuela de Ingeniería Mecánica por su aporte académico en todo el tiempo de mi formación.

Y para todos los amigos, compañeros y personas que me apoyaron de una u otra manera para culminar con éxito una etapa de mi vida llegando a consolidar una amistad sincera.

Lincoln Paúl Vicuña Muñoz

CONTENIDO

	Pág.
1. INTRODUCCIÓN	
1.1 Antecedentes.....	1
1.2 Justificación.....	2
1.3 Objetivos.....	3
1.3.1 <i>Objetivo general</i>	3
1.3.2 <i>Objetivos específicos</i>	3
2. MARCO TEÓRICO	
2.1 Introducción.....	4
2.2 Biomasa.....	5
2.2.1 <i>Formación de biomasa</i>	5
2.2.2 <i>Fuentes de biomasa</i>	7
2.2.2.1 <i>Plantaciones energéticas</i>	7
2.2.2.2 <i>Residuos forestales</i>	7
2.2.2.3 <i>Desechos agrícolas</i>	7
2.2.2.4 <i>Desechos industriales</i>	7
2.2.2.5 <i>Desechos urbanos</i>	7
2.2.3 <i>Comparación de los diferentes tipos de biomasa con la biomasa de lodos residuales para su aprovechamiento energético en la gasificación</i>	8
2.2.3.1 <i>Diferentes tipos de biomasa</i>	8
2.2.3.2 <i>Posibilidades de aprovechamiento de la biomasa</i>	9
2.3 Lodos residuales.....	10
2.3.1 <i>Origen de los lodos residuales</i>	10
2.3.2 <i>Tratamientos de lodos</i>	11
2.3.3 <i>Tipos de lodos residuales</i>	12
2.3.4 <i>Composición de los lodos de depuradores de aguas residuales</i>	13
2.4 Agua subcrítica y supercrítica.....	14
2.4.1 <i>Características generales</i>	14
2.4.2 <i>Propiedades de agua supercrítica</i>	17
2.4.3 <i>Conversión de biomasa en agua supercrítica</i>	18
2.4.3.1 <i>Gasificación</i>	18
2.4.5 <i>Esquema de una planta de GASC</i>	19
2.4.4 <i>Ventajas de la GASC sobre la gasificación térmica convencional</i>	21
2.4.6 <i>Aplicación de conversión de biomasa a gas en agua supercrítica</i>	22
2.4.6.1 <i>Conversión de energía</i>	22
2.4.6.2 <i>Remediación de residuos</i>	22
2.4.7 <i>Recuperación de calor en el diseño de un IC para fluidos supercríticos</i>	23
2.4.8 <i>Transferencia de calor en agua supercrítica</i>	25
2.5 Transferencia de calor por convección.....	26
2.5.1 <i>Coficiente de transferencia de calor por convección</i>	27
2.5.1.1 <i>Número de Nusselt, Nu</i>	27
2.5.1.2 <i>Número de Prandtl, Pr</i>	28
2.5.1.3 <i>Número de Reynolds, Re</i>	29
2.5.2 <i>Convección forzada sobre superficies interiores</i>	29
2.5.3 <i>Convección forzada sobre superficies exteriores</i>	30
3. SELECCIÓN DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR	
3.1 Introducción.....	35
3.2 Tipos de intercambiador de calor.....	35
3.2.1 <i>Por el grado de contacto entre fluidos</i>	35

3.2.2	<i>Por la distribución de flujo</i>	36
3.2.3	<i>Por su tipo de construcción</i>	37
3.2.3.1	<i>Intercambiador de doble tubo</i>	37
3.2.3.2	<i>Intercambiadores de tipo evaporativo</i>	37
3.2.3.3	<i>Intercambiadores de placas</i>	37
3.2.3.4	<i>Intercambiadores de espiral</i>	38
3.2.3.5	<i>Intercambiadores enfriados por aire</i>	39
3.2.3.6	<i>Intercambiadores de serpentín</i>	40
3.2.3.7	<i>Intercambiadores de coraza y tubos</i>	41
3.2.3.8	<i>Intercambiadores rotarios</i>	42
3.3	Criterios de selección a considerar.....	42
3.3.1	<i>Requisitos de los intercambiadores de calor</i>	42
3.4	Datos y requisitos de entrada impuestos para la selección del intercambiador.....	46
3.4.1	<i>Selección del tipo de intercambiador de calor</i>	46
4.	PARÁMETROS DE DISEÑO DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR SELECCIONADO	
4.1	Intercambiador de calor de coraza y tubos.....	48
4.1.1	Usos de los intercambiadores de calor de coraza y tubos.....	48
4.1.2	Clasificación de intercambiadores de calor de coraza y tubos.....	49
4.1.3	Partes y características de un intercambiador de calor de coraza y tubos.....	49
4.1.3.1	<i>Designación de coraza y cabezales</i>	49
4.1.3.2	<i>Cabezales de extremo posterior</i>	51
4.1.3.3	<i>Cabezales estacionarios de extremo frontal</i>	55
4.1.3.4	<i>Tipos de coraza</i>	58
4.1.3.5	<i>Tubos</i>	59
4.1.3.6	<i>Pasos de tubos</i>	62
4.1.3.7	<i>Deflectores</i>	64
4.1.3.8	<i>Límite exterior de los tubos</i>	69
4.1.3.9	<i>Enrutamiento de los fluidos</i>	69
4.2	Parámetros de diseño de un intercambiador de calor de coraza y tubos.....	70
4.2.1	<i>Parámetros de diseño térmico</i>	70
4.2.1.2	<i>Método de la diferencia de temperatura media logarítmica, LMTD</i>	71
4.2.1.2	<i>Coeficiente global de transferencia de calor (U)</i>	75
4.2.2	<i>Datos de entrada y prácticas recomendadas</i>	78
4.2.2.1	<i>Diámetro interior de la coraza</i>	78
4.2.2.2	<i>Diámetro exterior del tubo</i>	80
4.2.2.3	<i>Espesor de la pared del tubo</i>	80
4.2.2.4	<i>Diámetro interior del tubo</i>	81
4.2.2.5	<i>Conductividad térmica del tubo</i>	81
4.2.2.6	<i>Paso de tubos, L_{tp}</i>	82
4.2.2.7	<i>Disposición de los arreglos de los tubos, θ_{tp}</i>	83
4.2.2.8	<i>Definiciones de longitud tubos</i>	84
4.2.2.9	<i>Porcentaje del deflector segmentado</i>	86
4.2.2.10	<i>Espacio entre deflectores centrales, L_{bc}</i>	87
4.2.2.11	<i>Espacio de entrada y salida de los deflectores, L_{bi}, L_{bo}</i>	88
4.2.2.12	<i>Boquilla del lado de la coraza, protección de choque y distribuidores anulares..</i>	89
4.2.2.13	<i>Número total de tubos en la coraza, N_{tt}</i>	92
4.2.2.14	<i>Número de pasos en tubos, N_{tp}</i>	94
4.2.2.15	<i>Holgura diametral entre el diámetro exterior del tubo y el orificio del tubo deflector, L_{tb}</i>	94
4.2.2.16	<i>Claro entre el diámetro interior de la coraza y el diámetro exterior del deflector, L_{sb}</i>	95
4.2.2.17	<i>Claro entre diámetro interno de la coraza y el haz de tubos, L_{bb}</i>	96

4.2.2.18	Velocidad máxima admisible del lado de los tubos, $V_{t,min}$	97
4.2.2.19	Velocidad mínima admisible del lado de los tubos, $V_{t,max}$	98
4.2.2.20	Coefficiente de transferencia de calor en la coraza α_s	98
4.2.2.21	Coefficiente de transferencia de calor en los tubos α_t	104
4.2.3	Parámetros del diseño hidráulico.....	106
4.2.3.1	Caída de presión total del fluido en la coraza ΔP_s	106
4.2.4	Parámetros de diseño mecánico.....	109
4.2.4.1	Diseño de corazas cilíndricas.....	111
4.2.4.2	Diseño tubos.....	112
4.2.4.3	Diseño de tapas.....	114
4.2.4.4	Diseño de espejos de tubos.....	118
4.2.4.5	Diseño de bridas.....	119
4.2.4.6	Diseño de boquillas.....	126
4.2.4.7	Diseño de deflectores.....	131
4.2.4.8	Diseño de barras espaciadoras y de soporte.....	132
5.	DISEÑO DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR	
5.1	Introducción.....	134
5.2	Diseño térmico.....	135
5.2.1	Datos requeridos para los cálculos térmicos.....	135
5.2.1.1	Propiedades térmicas en el lado de la coraza.....	136
5.2.1.2	Propiedades térmicas en el lado de los tubos.....	137
5.2.2	Estimación del flujo de calor requerido, Q_{req}	137
5.2.3	Cálculo de LMTD.....	138
5.2.4	Cálculo del factor de corrección, F	138
5.2.5	Datos geométricos del intercambiador de calor.....	139
5.2.6	Cálculo del área de transferencia de calor.....	140
5.2.7	Cálculo de los coeficientes de transferencia de calor.....	141
5.2.7.1	Coefficiente de transferencia de calor en la coraza, α_s	141
5.2.7.2	Coefficiente de transferencia de calor en los tubos, α_t	145
5.2.8	Conclusión del diseño térmico.....	146
5.3	Diseño hidráulico.....	148
5.3.1	Caída de presión en la coraza, ΔP_s	149
5.3.1.1	Caída de presión del flujo cruzado entre deflectores, ΔP_c	149
5.3.1.2	Caída de presión en todas las ventanas de los deflectores ΔP_w	150
5.3.1.3	Caída de presión del fluido en los compartimientos del primero y último deflector, ΔP_e	151
5.4	Diseño Mecánico.....	152
5.4.1	Diseño de la coraza cilíndrica.....	152
5.4.2	Diseño de tubos.....	153
5.4.3	Diseño de cabezales.....	154
5.4.3.1	Cálculo del espesor del canal.....	154
5.4.3.2	Cálculo del espesor de las tapas frontal y posterior.....	155
5.4.4	Diseño de espejos de tubos.....	157
5.4.5	Diseño de bridas.....	158
5.4.6	Diseño de boquillas (registros).....	158
5.4.6.1	Boquillas de los cabezales.....	158
5.4.6.2	Boquillas en la coraza.....	159
5.4.7	Diseño de deflectores.....	161
5.4.8	Dimensiones de las barras de soporte.....	163
5.4.9	Dimensiones de la placa divisora.....	163
5.4.10	Diseño de las silletas del soporte del intercambiador.....	164
5.5	Análisis de las juntas entre cada elemento del intercambiador.....	164
5.5.1	Junta entre espejos y tubos.....	165

5.5.2	<i>Soldadura entre los canales y la tapa frontal y posterior</i>	165
5.5.3	<i>Soldadura entre la placa divisora y el cabezal frontal</i>	165
5.5.4	<i>Soldadura entre espejo y coraza</i>	166
5.5.5	<i>Soldadura entre espejo y canal</i>	166
5.5.6	<i>Soldadura en las boquillas</i>	167
5.6	Resultados de la selección de materiales de los componentes del intercambiador de calor.....	167
5.7	Resultados de diseño del intercambiador de calor.....	168
6.	COSTOS DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR	
6.1	Generalidades.....	170
6.2	Parámetros de estimación de costos para un intercambiador de calor.....	170
6.3	Evaluación de costos en base a los parámetros estimados.....	173
7.	CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	
7.1	Conclusiones.....	176
7.2	Recomendaciones.....	178

BIBLIOGRAFÍA

ANEXOS

PLANOS

LISTA DE TABLAS

		Pág.
1	Características físicas de distintos recursos de biomasa.....	8
2	Composición típica de algunos residuos de biomasa.....	9
3	Composición de lodos de las depuradoras.....	14
4	Propiedades de agua subcrítica y supercrítica.....	15
5	Datos de ejemplo de la alimentación y producto de un intercambiador de calor de la planta piloto VERENA.....	25
6	Constantes C y n para cilindros no circulares.....	31
7	Constantes C y n para cilindros circulares.....	31
8	Correlación de Grimson modificada para transferencia de calor en haces de tubos de 10 filas o más.....	33
9	Factor de corrección para n filas de profundidad.....	34
10	Características de los intercambiadores de calor.....	43
11	Intervalos de operación para los intercambiadores más comunes.....	44
12	Comparación entre los intercambiadores de calor más comunes.....	45
13	Designación de corazas y cabezales según TEMA.....	50
14	Nomenclatura de los componentes de los intercambiadores de calor de coraza y tubos (aplicable a las figuras 23, 24, 25 y 26).....	51
15	Espesores típicos de tubos.....	60
16	Pasos típicos en los tubos.....	61
17	Arreglos típicos de tubos según el tipo de fluido.....	61
18	Espesor mínimo de deflectores.....	65
19	Longitud máxima de tubo sin soporte.....	66
20	Protección de impacto.....	67
21	Típica holgura del diámetro ($D_s - OTL$) mm.....	69
22	Orientación de los fluidos.....	69
23	Coefficientes globales de transferencia de calor para intercambiadores de coraza y tubos.....	78
24	Diámetro interior de la coraza sugerido (pulgadas).....	79
25	Dimensiones de coraza y diámetro interno de coraza para espejos fijos (mm).....	79
26	Dimensiones de coraza y diámetro interno de coraza para espejos flotantes (mm)...	80
27	Dimensiones recomendadas de tubos (estándar en pulgadas).....	81
28	Conductividades térmicas de algunos materiales de tubo típicos.....	82
29	Dimensiones recomendadas para el diseño de paso por tubo (Ltp).....	82
30	Parámetros básicos de diseño de la geometría de los tubos.....	83
31	Guía aproximada de número de pasos $N_{tp,max}$ en función D_s	94
32	Coefficiente de correlación para j_i y f_i	104
33	Reducción de temperatura para componentes sin aislamiento.....	111
34	Espesor del deflector o de la placa.....	132
35	Diámetro y número de barras de soporte.....	133
36	Propiedades térmicas del vapor de agua (producto) a temperatura media de 487.5 °C y una presión de 3000 psi.....	136
37	Propiedades térmicas del agua (biomasa húmeda) a temperatura media de 150 °C y una presión de 3230 psi.....	137
38	Resultado de iteraciones para ajuste de α_t	147
39	Resultado de iteraciones a partir de t_2	148
40	Propiedades térmicas corregidas a temperatura media de los tubos de y una presión de trabajo de 3230 psi.....	150
41	Materiales seleccionados para cada componente del intercambiador.....	167
42	Resultados del diseño total del intercambiador de coraza y tubos.....	168
43	Factores por costo de materiales en tubos y coraza.....	171

44 Factores de costo por tipo de intercambiador..... 171

LISTA DE FIGURAS

		Pág.
1	Crecimiento de la biomasa crece mediante la absorción de la energía solar, el dióxido de carbono y el agua a través de la fotosíntesis.....	6
2	Ciclo de generación de biomasa.....	6
3	Esquema de una depuradora de aguas residuales.....	12
4	Diagrama de fase del agua que muestra la región supercrítica.....	15
5	Calor específico del agua por encima de su presión crítica y la constante dieléctrica a 22,1 MPa.....	17
6	Proceso de gasificación de biomasa.....	19
7	Esquema de una planta piloto para la gasificación de la biomasa con agua supercrítica.....	20
8	Costo de inversión de diferentes diseños de plantas de agua supercrítica sobre la base de un rendimiento de 5000 kg/h de lodo de aguas residuales.....	23
9	Eficiencia del intercambio de calor para un I.C agua-agua a diferentes presiones, donde la alimentación y el producto entran a 24°C y 600°C respectivamente.....	24
10	Proceso de convección.....	26
11	Esquema de un banco de tubos con arreglo en línea.....	32
12	Esquema de un banco de tubos con arreglo escalonado.....	32
13	Intercambiador de calor de doble tubo.....	37
14	Intercambiador de tipo evaporativo.....	38
15	Intercambiador de placas.....	38
16	Intercambiador en espiral.....	39
17	Intercambiador de enfriado por aire de tiro forzado.....	40
18	Intercambiador de enfriado por aire de tiro inducido.....	40
19	Intercambiador de serpentín.....	41
20	Intercambiador de coraza y tubos.....	41
21	Intercambiador rotatorio.....	42
22	Diagrama de los flujo de los equipos que intervendrán directamente sobre el intercambiador de calor a diseñar de una planta de gasificación supercrítica de biomasa.....	47
23	Intercambiador de espejo fijo.....	52
24	Intercambiador de tubos en U.....	53
25	Intercambiador con anillo de apoyo dividido.....	53
26	Intercambiador de cabezal flotante sin contrabrida.....	54
27	Intercambiador de espejo flotante sellado externamente.....	55
28	Intercambiador de cabezal flotante con empaque exterior.....	55
29	Auto-sellado de juntas.....	57
30	Cierre de anillo de cizalla.....	58
31	Intercambiador totalmente soldado.....	58
32	Arreglos de paso de tubo.....	62
33	Expansión de rodillo para bimetálico.....	62
34	Distribución de las placas divisoras para los pasos de tubo.....	63
35	Tipo de deflectores (W denota la ventana).....	65
36	Deflector longitudinal.....	67
37	Típico diseño de tubos.....	68
38	Típico diseño de tubos (continuación).....	68
39	Procedimiento a seguir del diseño de un intercambiador de calor de coraza y tubos.....	70
40	Variación de las temperaturas de los fluidos en un intercambiador.....	71
41	Longitudes de tubo.....	86
42	Valores recomendados de corte de deflector segmentado B_c (%).....	86

43	Bosquejo esquemático de la distribución de los deflectores.....	87
44	Límites máximos y mínimos de espacios entre deflectores para los materiales A y B.....	89
45	Disposición esquemática de protección de impacto del lado de la coraza.....	90
46	Distribuidor anular que permite la ubicación de la primer deflector por debajo de la boquilla.....	91
47	Factor de corrección ψ_n para estimación de números de tubos en los haces de tubos con número de tubos $N_{tp} = 2 - 8$	93
48	Espacio de agujero diametral tubo a deflector L_{tb} en función de D_t y $L_{b,max}$. Y agujeros deflectores extruidos para corazas pequeñas ($D_s < 350\text{ mm}$).....	95
49	Espacio entre diámetros de coraza y deflector L_{sb} como una función del diámetro interior de la coraza D_s	96
50	Espacio entre diámetros de la coraza y haz de tubos L_{bb}	97
51	Relaciones básicas de geometría deflectores.....	97
52	Factor de corrección J_b como una función de F_{bsp}	101
53	Región de flujo entre deflectores.....	106
54	Región de flujo en ventanas del deflector.....	107
55	Región de flujo para los compartimentos de los últimos deflectores.....	109
56	Tapas abombadas.....	116
57	Constante que depende del tipo de espejo.....	119
58	Perímetro de los tubos periféricos del espejo.....	119
59	Tipos de bridas.....	120
60	Esquema de una brida integral.....	121
61	Materiales de empaque y caras de contacto.....	124
62	Ancho efectivo del asentamiento del empaque “b”.....	125
63	Boquillas con conexiones.....	127
64	Boquilla con refuerzo.....	130
65	Boquilla con elemento de refuerzo.....	130
66	Diferentes diseños de deflectores.....	132
67	Distribución de las temperaturas (supuesta).....	138
68	Dimensiones y geometría del cabezal integrado.....	156
69	Dimensiones y geometría de los deflectores con corte horizontal.....	162
70	Distribución y distancias de los deflectores de entrada, centrales y finales.....	162
71	Claro entre los deflectores y coraza (mm).....	162
72	Esquema del soporte y espaciado mediante las varillas de soporte a los deflectores..	163
73	Dimensiones y geometría de la placa divisora.....	164
74	Esquema de ubicación de juntas soldadas típicas de categorías A, B, C y D.....	165
75	Cordones de soldadura entre el canal y la tapa elipsoidal del cabezal posterior.....	166
76	Cordones de soldadura entre canal, la tapa elipsoidal y la placa divisora del cabezal frontal.....	166
77	Soldadura de boquillas.....	167

SIMBOLOGÍA

T_{sat}	Temperatura de saturación	$^{\circ}C$
P_{sat}	Presión de saturación	MPa
Nu	Número de Nusselt	
Pr	Número de Prandtl	
Re	Número de Reynolds	
T_f	Temperatura fílmica	$^{\circ}C$
T_w	Temperatura de la pared del tubo	$^{\circ}C$
P_1	Presión que entra a los tubos	psi
P_2	Presión que entra a la coraza	psi
t_1	Temperatura de entrada a los tubos	$^{\circ}C$
T_1	Temperatura de entrada a la coraza	$^{\circ}C$
t_2	Temperatura de salida de los tubos	$^{\circ}C$
T_2	Temperatura de salida de los tubos	$^{\circ}C$
\dot{M}_s	Flujo másico en la coraza	kg/h
\dot{M}_t	Flujo másico en los tubos	kg/h
δ_s	Volumen específico del fluido del lado de la coraza	m^3/kg
δ_t	Volumen específico del fluido del lado de los tubos	m^3/kg
ρ_s	Densidad del fluido del lado de la coraza	kg/m^3
ρ_t	Densidad del fluido del lado de los tubos	kg/m^3
Cp_s	Poder calorífico del fluido del lado de la coraza	$J/kg^{\circ}K$
Cp_t	Poder calorífico del fluido del lado de los tubos	$J/kg^{\circ}K$
μ_s	Viscosidad dinámica del fluido del lado de la coraza	kg/ms
μ_t	Viscosidad dinámica del fluido del lado de los tubos	kg/ms
k_s	Conductividad térmica del fluido del lado de la coraza	$W/m^{\circ}K$
k_t	Conductividad térmica del fluido del lado de los tubos	$W/m^{\circ}K$
α_s	Coefficiente de transferencia de calor del lado de la coraza	$W/m^2^{\circ}C$
α_t	Coefficiente de transferencia de calor del lado de los tubos	$W/m^2^{\circ}C$
R_{fs}	Factor de suciedad del fluido del lado de la coraza	psi
R_{ft}	Factor de suciedad del fluido del lado de los tubos	psi
P	Eficiencia térmica	
R	Capacidad calorífica	
F	Factor de corrección de temperatura	
U_o	Coefficiente global de transferencia de calor	$W/^{\circ}K$

A_e	Área de transferencia de calor	m^2
$LMTD$	Diferencia de la temperatura media logarítmica	$^{\circ}C$
Q_{req}	Flujo de calor requerido	W
Q_{cal}	Flujo de calor calculado	W
D_s	Diámetro interno de la coraza	mm
D_t	Diámetro externo de los tubos	mm
t_t	Espesor de los tubos	mm
k_{tw}	Conductividad térmica de la pared de los tubos	$W/m^{\circ}K$
θ_{tp}	Disposición de los arreglos de tubos	$grados (^{\circ})$
L_{tp}	Paso de los tubos	mm
L_{bb}	Claro entre diámetro de coraza y arreglo de tubos	mm
D_{otl}	Diámetro de la circunferencia circunscrita del haz de tubos	mm
D_{ctl}	Diámetro de la circunferencia que une los centros de los tubos adyacente a la coraza	mm
N_{tt}	Número de tubos	u
N_{tp}	Número de pasos en tubos	u
ψ_n	Factor de corrección del haz de tubos	
L_{ti}	Distancia entre espejos	mm
L_{bc}	Espacio entre deflectores centrales	mm
L_{bi}	Espacio entre espejo y el primer deflector a la entrada de la coraza	mm
L_{bo}	Espacio entre espejo y el primer deflector a la salida de la coraza	mm
S_m	Área de flujo cruzado relativa a la línea central del haz de tubos	mm^2
\dot{m}_s	Velocidad másica del fluido	kg/m^2s
J_c	Factor de corrección por efecto del flujo en la ventana del deflector	
B_C	Porcentaje del deflector segmentado	$\%$
θ_{ctl}	Ángulo de corte deflector del haz de tubos	$grados (^{\circ})$
F_w	Fracción de los tubos entre el deflector y los extremos deflectores	
F_c	Fracción de tubos en flujo cruzado	
L_{sb}	Claro entre diámetro de coraza y deflector	mm
L_{tb}	Claro entre deflectores y tubos	mm
S_{sb}	Área de fuga del fluido entre la coraza y el deflector	mm^2
θ_{ds}	Ángulo de corte del deflector	$grados (^{\circ})$
S_{tb}	Área de fuga del fluido entre los tubos y los deflectores	mm^2
J_b	Factor de corrección por efecto de bypass del fluido entre el haz de tubos y la coraza	
S_b	Área del bypass	mm^2
N_{ss}	Número de pares de sellos en un deflector longitudinal	u

N_c	Número total de filas de tubos cruzados en todo el intercambiador	<i>u</i>
N_{tcc}	Número de filas de tubos entre el extremo del deflector y una sección de flujo cruzado en el deflector	<i>u</i>
N_{tcw}	Número efectivo de filas de tubos cruzados en la ventana del deflector	<i>u</i>
N_b	Número de deflectores	<i>psi</i>
J_r	Factor de corrección para gradientes de temperaturas adversas en flujo laminar	<i>psi</i>
J_s	Factor de corrección por espacios desiguales de los deflectores en la entrada y salida del fluido	
α_i	Coefficiente de transferencia de calor para un banco de tubos ideal	$W/m^2\text{°C}$
$(\Phi_s)^r$	Factor de corrección por efectos de la viscosidad dinámica	
f_i	Factor de fricción en función del número de Reynolds en la coraza	
A_{it}	Área del perímetro interno del tubo	mm^2
$A_{it,flujo}$	Área interna de flujo de los tubos	mm^2
Δp_{bi}	Caída de presión en un banco de tubos ideal	<i>psi</i>
Δp_s	Caída de presión del fluido en la coraza	<i>psi</i>
Δp_c	Caída de presión del flujo cruzado entre deflectores	<i>psi</i>
R_b	Factor de corrección de flujo en el bypass	
Δp_w	Caída de presión en todas las ventanas de los deflectores	<i>psi</i>
S_w	Área del flujo cruzado a través de la ventana del deflector.	mm^2
S_{wg}	Área total de flujo a través de la ventana del deflector	mm^2
S_{wt}	Área ocupada por los tubos en la ventana del deflector	mm^2
N_{tw}	Número de tubos en la ventana del deflector	<i>u</i>
Δp_e	Caída de presión del fluido en los compartimientos del primero y último deflector	<i>u</i>
R_s	Factor de corrección para la caída de presión por espacios desiguales de deflectores	
P_{dt}	Presión de diseño en tubos	<i>psi</i>
P_{ds}	Presión de diseño en coraza	<i>psi</i>
t_s	Espesor de la coraza	<i>mm</i>
S_s	Esfuerzo máximo permisible del material de la coraza a la temperatura de diseño	<i>psi</i>
t_t	Espesor de los tubos	<i>mm</i>
S_t	Esfuerzo máximo permisible del material de los tubos a la temperatura de diseño	<i>psi</i>
t_c	Espesor del canal	<i>mm</i>
t_h	Espesor de tapa	<i>mm</i>
S_h	Esfuerzo máximo permisible del material de la tapa a la temperatura de diseño	<i>psi</i>
t_{ts}	Espesor de espejos de tubos	<i>mm</i>
S_{ts}	Esfuerzo máximo permisible del material de los espejos a la temperatura de diseño	<i>psi</i>

t_f	Espesor de la brida	<i>mm</i>
D_{nc}	Diámetro interno de la boquilla del cabezal	<i>mm</i>
t_{nc}	Espesor de boquillas en cabezales	<i>mm</i>
S_{nc}	Esfuerzo máximo permisible del material de las boquillas en cabezales a la temperatura de diseño	<i>psi</i>
V_{ns}	Velocidad real del flujo en la boquilla en la coraza	<i>m/s</i>
V_{ns}	Velocidad máxima admisible del flujo en la boquilla en la coraza	<i>m/s</i>
\dot{Q}_s	Flujo volumétrico de la coraza	<i>m³/s</i>
$A_{i,ns}$	Área interna de la boquilla en la coraza	<i>psi</i>
D_{ns}	Diámetro interno de la boquilla de la coraza	<i>mm</i>
t_{ns}	Espesor de boquillas en la coraza	<i>mm</i>
S_{ns}	Esfuerzo máximo permisible del material de las boquillas en la coraza a la temperatura de diseño	<i>psi</i>
t_b	Espesor de deflectores	<i>mm</i>
k	Valor unitario (de 1982)	<i>US\$</i>
p	Factor por configuración de tubos	
f	Factor por cabezal fijo	
r	Factor por cabezal posterior	
b	Coste unitario	
Cb	Coste estimado del momento actual (año 2013)	<i>US\$</i>
Ca	Coste estimado del año 1982	<i>US\$</i>
Ib	Índice de costo de momento actual (año 2013)	
Ia	Índice de costo del año 1982	

LISTA DE ABREVIACIONES

ASTM	American Society for Testing and Materials
ANSI	Instituto Nacional Americano Estándar (American National Standard Institute)
ASME	Sociedad Americana de Ingenieros Mecánicos
TEMA	Standards of the Tubular Exchanger Manufacturers Association
INER	Instituto Nacional de Eficiencia Energética de Energías Renovables
LMTD	Diferencia de Temperaturas Media Logarítmica
AWS	Sociedad Americana de Soldadura (American Welding Society)
GASC	Gasificación en Agua Supercrítica
PHE	Plate Heat Exchanger (Intercambiador de calor de placas)
SHE	Spiral Heat Exchanger (Intercambiador de calor en espiral)
BWG	Birmingham Wire Gauge
WASP	Water and Steam Properties (Software for Windows)
Ec.	Ecuación

LISTA DE ANEXOS

- A** Factor de corrección de temperatura: Un paso en la coraza y cualquier múltiplo de dos pasos de tubo
- B** Dimensiones y pesos BWG y SWG para tubos de acero inoxidable
- C** Dimensiones y pesos por metro de tuberías de acero
- D** Coeficiente nominal de conductividad térmica y difusividad térmica de metales
- E** Tensión máxima admisible S_m para materiales ferrosos
- F** Módulo de elasticidad E materiales ferrosos para determinadas temperaturas
- G** Diagrama geométrico de componentes bajo cargas externas o compresión (Factor A) para todos los materiales
- H** Tabla para determinar el espesor de la coraza de los componentes bajo presión externa desarrollada para el acero austenítico 16-Cr-12Ni-2Mo, Tipo-316
- I** Medidas estándar de planchas de acero inoxidable y aleaciones de Nickel
- J** Medidas de tapas finales
- K** Tipos de accesorios soldados de uso más común
- L** Juntas soldadas a tope de placas de espesor desigual
- M** Símbolos de soldadura
- N** Fijación de piezas a presión para placas planas para formar una junta de esquina (filete)
- O** Índice de costos de plantas y equipos del año 2013
- P** Índices de costos anuales de plantas
- Q** Validación del diseño de las silletas de apoyo mediante SolidWorks 2013

RESUMEN

Se ha seleccionado y diseñado un tipo de intercambiador de calor apropiado para degradar biomasa de lodos residuales, que es parte de un proyecto que se propuso al INER con el fin de diseñar y construir una planta piloto para la obtención de hidrógeno, por gasificación en agua supercrítica a partir de estos lodos.

En la fase de recopilación de información se estudió la biomasa de lodos residuales, el proceso y tratamiento a seguir del fluido, para conocer sus propiedades antes del ingreso a la planta. Seleccionado el tipo de intercambiador de calor, se procedió a diseñar uno de coraza y tubos, porque según condiciones y factores este tipo de equipos son los más adecuados a los requerimientos del proyecto.

En el diseño térmico, se determinó un calor requerido de 70757.9 W y un área de transferencia de calor de 1.75 m^2 . Los lodos residuales ingresarán a los tubos para ser calentados desde temperatura ambiente aprovechando la recuperación de calor a la temperatura requerida (317°C), con una presión de 3230 psi , el cual se considerará como agua por su similitud en composición porque este fluido no se ha caracterizado. El vapor de agua es el fluido caliente proveniente de un reactor que ingresará a la coraza a 600°C y se enfriará a 375°C . En el diseño hidráulico se calculó la caída de presión la cual es despreciable y la distribución del haz de tubos en el equipo. Y en el diseño mecánico, se establecieron materiales que gran parte son de acero inoxidable austenítico, los espesores y las juntas de cada uno de los elementos que conforman el intercambiador.

Al ser una primera investigación y diseño piloto, se recomienda profundizar el diseño en otros tipos de intercambiadores para comparar y validar el más óptimo para este tipo de tecnología.

ABSTRACT

A heat exchanger to degrade mass from sludge has been selected and designed. It is part of a project that aims to design and build a pilot plant in order obtain hydrogen for INER through gasification of supercritical water from sludge.

In the stage of data collection biomass from sludge, treatment, and process to be followed by fluid were studied in order to know its properties before getting into the plant. Once choosing the heat exchanger, shell and tubes were designed because conditions and factors of this type of supply are the most appropriate for the project.

In the thermal design, the heat required was determined about 70757.9 W, and an area of heating transference about 1.75 m². Sludge will get into the pipe in order to get burnt considering environment temperature and getting in advanced heat recovery (319 °C), with a pressure about 3230 psi, which will be considered as water by its position similarity because this fluid has not been characterized. Steam is the heat fluid that comes from a reactor that will get into the cuirass at 600 °C and will cool at 375 °C. Pressure drop was calculated in the hydraulic design that is minimum, and the distribution of beams of pipes in the supply. In the mechanical design, material such as: austenitic stainless steel, thicknesses and joints of each element that form the interchanger were established.

As this is the first research and pilot design, it is recommended the design of other types of interchangers in order to compare and valid the best for this type of technology.

CAPÍTULO I

1. INTRODUCCIÓN

1.1 Antecedentes

El principal problema de los residuos es el de su eliminación. Hasta hace poco tiempo, el destino que se le daba a los residuos era verter a los distintos medios. En general lo que se hacía era trasladar la contaminación de un medio a otro, por ejemplo un tratamiento de aguas trae consigo la producción de lodos que deben ser eliminados de alguna forma. La incineración de residuos sólidos produce gases, partículas y vapores que contaminan el aire si no se realiza un tratamiento adecuado.

Hasta los días de hoy y desafortunadamente, el 85 % de las necesidades energéticas de nuestro planeta son satisfechas con la utilización de combustibles fósiles (petróleo, gas, carbón), fuertemente contaminantes y utilizados en forma ineficiente, por el interés predominante de la producción de energía sobre el de su efecto ecológico.

Los procesos hidrotérmicos (procesos en fase acuosa a alta presión y temperatura) han demostrado poseer un gran potencial para el tratamiento de vertidos con un alto contenido en materia orgánica. Entre ellos, el proceso de gasificación en agua supercrítica (GASC) se presenta como una posible vía de aprovechamiento energético de residuos de biomasa húmeda, mediante su transformación en un gas combustible de gran poder calorífico por su alto contenido en hidrógeno e hidrocarburos ligeros. (Asociación Ingenieros Químicos de Uruguay, 2008 págs. 30-35)

La extracción con fluidos supercríticos es una técnica de separación de sustancias disueltas o incluidas dentro de una matriz, que se efectúa por encima del punto crítico del solvente, basada en la capacidad que tienen determinados fluidos en estado supercrítico de modificar su poder de disolución. (DOMINGUEZ, y otros pág. 6)

Una parte esencial y la más costosa de una planta de gasificación hidrotérmica de biomasa son los intercambiadores de calor. Este diseño podrá proporcionar un precalentamiento del agua y la biomasa hasta condiciones extremas, para utilizarlo como un solvente de biomasa de residuos separando las sustancias disueltas, aprovechando la recuperación de calor del gas producto.

La generación de energía a partir de la gasificación de lodos residuales provenientes de aguas negras o residuales en condiciones supercríticas no ha sido abordada previamente en el país y por lo tanto, no se cuenta con antecedentes. Tampoco existe información de diseño alguno bajo normas aceptadas de intercambiadores de calor bajo las condiciones requeridas del proyecto, solo hay referencias de datos muy generales de los resultados obtenidos experimentalmente en plantas pilotos en Europa.

1.2 Justificación

Como ya se conoce, el uso de las energías renovables no es un hecho novedoso, fueron ellas las primeras utilizadas por el hombre; sin embargo la aparición de los combustibles fósiles las relegó por muchos años al olvido. (ZAMORA, y otros pág. 1)

La apropiada disposición y el tratamiento de los lodos residuales son actualmente un problema para municipalidades, GAD y población. La gasificación de estos lodos con fluidos supercríticos se plantea como una alternativa viable a estas necesidades y este proceso hace posible que los residuos sean un importante recurso energético y no un problema ambiental.

Los lodos residuales son subproductos difíciles de tratar y su manejo y disposición involucran costos adicionales, que no resuelven por completo los problemas ambientales asociados. Estos residuos poseen un elevado contenido de agua, por lo que su aprovechamiento energético resulta complicado por métodos tradicionales y su gasificación no resulta rentable ni eficiente. Las propiedades particulares del agua supercrítica hace que esta se comporte como un solvente no polar, capaz de disolver compuestos orgánicos presentes en los lodos residuales. Es por esto que, la gasificación con fluidos supercríticos se presenta como una innovadora alternativa de ingeniería que facilita la gasificación de efluentes, con fines energéticos renovables y de acuerdo a la

realidad del país. A través de este proceso es posible producir combustibles ricos en hidrógeno aplicables a la generación de energía. El papel de este proyecto se vuelve también importante, ya que sería un nuevo recurso de energía renovable en la Provincia y en el País, que evitaría que los desperdicios orgánicos sean desechados, ayudando a la sociedad y al ambiente en general.

El proceso GASC está en su fase de inicio. Por tanto, son necesarias nuevas investigaciones que permitan un conocimiento más exhaustivo para lograr la optimización y un amplio desarrollo comercial. Existe en la bibliografía numerosos estudios de gasificación hidrotérmica de compuestos modelo. No obstante, resulta imprescindible complementar la información disponible con estudios de gasificación hidrotérmica de residuos reales y estudios a escala de plantas piloto.

1.3 Objetivos

1.3.1 *Objetivo general.* Diseñar un intercambiador de calor para la degradación de biomasa de lodos residuales de una planta piloto de gasificación en agua supercrítica.

1.3.2 *Objetivos específicos:*

Analizar el comportamiento y características de la biomasa de lodos residuales para su gasificación en agua supercrítica.

Seleccionar el tipo de intercambiador de calor adecuado para el manejo de biomasa en agua hasta condiciones críticas.

Diseñar el intercambiador de calor seleccionado.

Comparar los resultados obtenidos en el diseño térmico con los datos del intercambiador de calor de la planta piloto Verena de GASC.

Analizar los costos de inversión.

CAPÍTULO II

2. MARCO TEÓRICO

2.1 Introducción

El presente capítulo está referido principalmente al estudio de la biomasa húmeda a degradar (lodos residuales), para su gasificación en agua supercrítica, además de un breve estudio del proceso y tratamiento a seguir para la obtención de este fluido, antes del ingreso a la planta de gasificación. También se hace una investigación del comportamiento del agua subcrítica y supercrítica en los procesos de gasificación de biomasa, y así poder entender y tener un criterio más claro de las características y propiedades del fluido a utilizar en el diseño del intercambiador.

El proceso de gasificación hidrotérmica (gasificación en fase acuosa a elevadas presiones y temperaturas) se presenta como una posible vía de aprovechamiento energético de residuos mediante su transformación en un gas combustible de gran poder calorífico por su alto contenido en hidrógeno e hidrocarburos ligeros. Mediante este proceso se pueden tratar residuos industriales con un alto porcentaje de agua en su composición, (por ejemplo los lodos residuales) los cuales, no resultan aptos para su tratamiento mediante los métodos convencionales de gasificación térmica.

El tratamiento mediante gasificación hidrotérmica supondría un doble beneficio, la eliminación del residuo y su aprovechamiento energético. Si las condiciones de presión y temperatura de operación superan el punto crítico del agua (221 bar y 374°C), este procesos se denomina gasificación en agua supercrítica (GASC). En este caso se suman las ventajas de los procesos convencionales con las especiales características de los fluidos supercríticos, aumentando su aprovechamiento energético en el caso de la gasificación, reduciendo a su vez, el tiempo de reacción necesaria y pudiendo obtenerse efluentes líquidos y gaseosos de gran calidad.

2.2 Biomasa

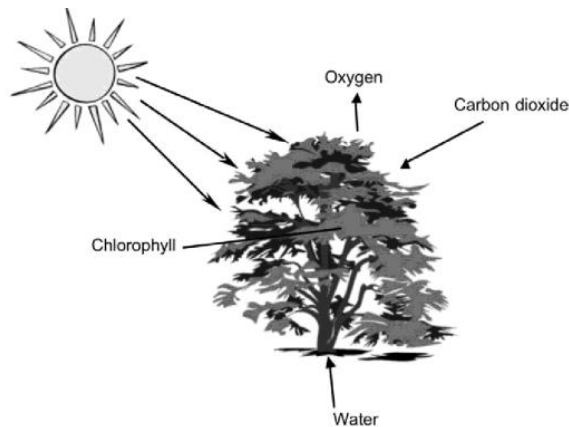
Una definición generalmente aceptada es difícil de encontrar. Sin embargo, la utilizada por la Convención Marco de las Naciones Unidas sobre el Cambio Climático (CMNUCC, 2005) es la siguiente: “Es el material orgánico no fosilizado y biodegradable que procede de plantas, animales y microorganismos. Esto incluye también productos, subproductos, residuos y desechos de la agricultura, la silvicultura y las industrias conexas, así como las fracciones orgánicas no fosilizadas y biodegradables de residuos industriales y municipales”.

La biomasa incluye también los gases y líquidos recuperados de la descomposición de las materias orgánicas no fosilizadas y biodegradables. Como una fuente de energía sostenible y renovable, la biomasa está siendo constantemente formada por la interacción de CO_2 , el aire, el agua, el suelo y la luz del sol con las plantas y los animales. Después que un organismo muere, los microorganismos descomponen la biomasa en partes constituyentes elementales como el CO_2 , H_2O , y su energía potencial.

La biomasa incluye sólo especies biológicas vivas y muertas recientemente que se pueden utilizar como combustible o en la producción química. No incluye materiales orgánicos que durante millones de años han sido transformados por los procesos geológicos en sustancias como el carbón o el petróleo. (BASU, 2010 págs. 27,28)

2.2.1 Formación de la biomasa. Las plantas absorben la energía solar en un proceso llamado fotosíntesis (Figura 1). En presencia de la luz solar de longitudes de onda específicas, las plantas se descomponen en agua para obtener los electrones y los protones y los utilizan para convertir el CO_2 en glucosa (representado por CH_mO_n), liberando O_2 como producto de desecho. (BASU, 2010 págs. 28,29)

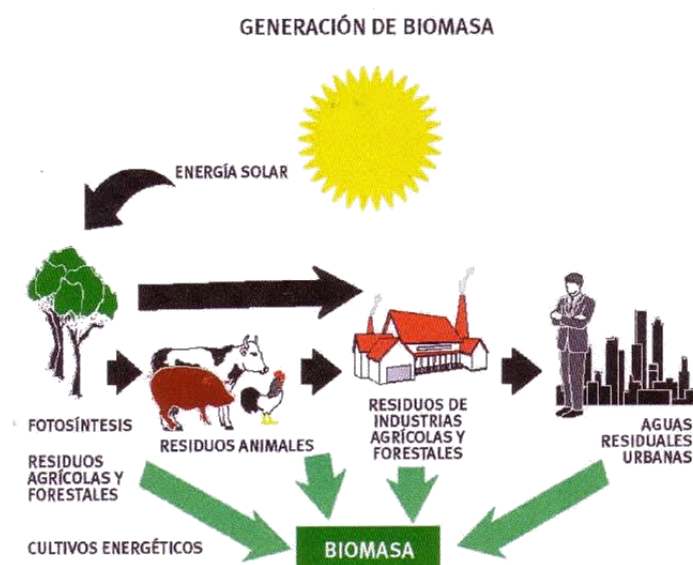
Figura 1. Crecimiento de la biomasa mediante la absorción de la energía solar, el dióxido de carbono y el agua a través de la fotosíntesis



Fuente: BASU Prabir. Biomass Gasification and Pyrolysis. p. 28

Este oxígeno proviene del agua de las plantas tomadas del suelo o la atmósfera. La clorofila promueve la absorción del dióxido de carbono de la atmósfera, contribuyendo al crecimiento de la planta. La energía química almacenada en las plantas se pasa luego a los animales y al ser humano que toman las plantas como alimento, como nos muestra la Figura 2. De esta forma, la biomasa funciona como una especie de batería que almacena la energía solar. Entonces, se produce en forma sostenida o sea -en el mismo nivel en que se consume- esa batería durará indefinidamente.

Figura 2. Ciclo de generación de biomasa



Fuente: OPEX ENERGY. Plantas de biomasa.

2.2.2 Fuentes de biomasa. Las fuentes de biomasa que pueden ser usadas para la producción de energía cubren un amplio rango de materiales y fuentes: los residuos de la industria forestal y la acuicultura, los desechos urbanos y las plantaciones energéticas, se usan generalmente para procesos modernos de conversión que involucran la generación de energía a gran escala, enfocados hacia la sustitución de los combustibles fósiles.

2.2.2.1 Plantaciones energéticas. Estas son grandes plantaciones de árboles o plantas cultivadas con el fin específico de producir energía. Para ello se seleccionan árboles o plantas de crecimiento rápido y bajo mantenimiento, las cuales usualmente se cultivan en tierras de bajo valor productivo.

2.2.2.2 Residuos forestales. Los residuos de procesos forestales son una importante fuente de biomasa que actualmente es poco explotada. Se considera que de cada árbol extraído para la producción maderera, sólo se aprovecha comercialmente un porcentaje cercano al 20%, a pesar de que el potencial energético es alto. Por ejemplo, la mayoría de los desechos de aserrío son aprovechados para generación de calor, en sistemas de combustión directa, en algunas industrias se utilizan para la generación de vapor.

2.2.2.3 Desechos agrícolas. La agricultura genera cantidades considerables de desechos. Ejemplos comunes de este tipo de residuos son el arroz, el café y la caña de azúcar. Por otro lado, las granjas producen un elevado volumen de residuos húmedos en forma de estiércol de animales.

2.2.2.4 Desechos industriales. La industria alimenticia genera una gran cantidad de residuos y subproductos, que pueden ser usados como fuentes de energía, los provenientes de todo tipo de carnes (avícola, vacuna, porcina) y vegetales (cáscaras, pulpa). Estos residuos son sólidos y líquidos con un alto contenido de azúcares y carbohidratos, los cuales pueden ser convertidos en combustibles gaseosos. También existen otras industrias como la industria del papel, del plástico, las destilerías, etc.

2.2.2.5 Desechos urbanos. Los centros urbanos generan una gran cantidad de biomasa en muchas formas, por ejemplo: residuos alimenticios, papel, cartón, madera y aguas negras o residuales. La basura orgánica en descomposición produce compuestos

volátiles (metano, dióxido de carbono, entre otros). Estos compuestos tienen considerable valor energético que puede ser utilizado para la generación de energía limpia. (CARBALLO págs. 2,3)

2.2.3 Comparación de los diferentes tipos de tipos de biomasa con la biomasa de lodos residuales para su aprovechamiento energético para su gasificación

2.2.3.1 Diferentes tipos de biomasa. Para evaluar la factibilidad técnica y económica de un proceso de conversión de biomasa en energía, es necesario considerar ciertos parámetros y condiciones que caracterizan y determinan el proceso de conversión más adecuado y permiten realizar proyecciones de los beneficios esperados. Los recursos biomásicos se presentan en diferentes estados físicos que determinan la factibilidad técnica y económica de los procesos de conversión energética que pueden aplicarse a cada tipo en particular. El estado físico de la biomasa puede clasificarse según el tipo de recurso, como se indica en la Tabla 1. (CARBALLO pág. 4)

Tabla 1. Características físicas de distintos recursos de biomasa

Recursos de biomasa	Tipo de residuo	Características físicas
Residuos Forestales	Restos de aserrío: corteza aserrín, astillas.	Polvo, sólido, Humedad relativa (HR)>50%
	Restos de ebanistería: aserrín, trozos, astillas	Polvo sólido, HR 30-45%
	Restos de plantaciones: ramas, corteza, raíces.	Sólido, HR >55%
Residuos agropecuarios	Cáscara y pulpa de frutas y vegetales,	Sólido, alto contenido humedad
	Cáscara y polvo de granos secos (arroz, café)	Polvo, HR<25%
	Estiércol	Sólido, alto contenido humedad
	Residuos de cosechas: tallos y hojas, cáscaras, maleza, pastura.	Sólido HR>55%
Residuos industriales	Pulpa y cáscara de frutas y vegetales	Sólido, humedad moderada
	Residuos de procesamiento de carnes	Sólido, alto contenido humedad
	Aguas de lavado y precocido de carnes y vegetales	Líquido
	Grasas y aceites vegetales	Líquido, grasoso
Residuos urbanos	Aguas negras	Líquido
	Desechos domésticos orgánicos (cáscaras de vegetales)	Sólido, alto contenido humedad
	Basura orgánica (madera)	Sólido, alto contenido humedad

Fuente: CARBALLO Leila. Biomasa: Alternativa sustentable para la producción de Biogás. p. 4

La Tabla 2 muestra los valores de composición y valores caloríficos de algunos productos de desecho de biomasa comparados con los lodos residuales.

Tabla 2. Composición típica de algunos residuos de biomasa

Biomasa	Humedad (% en peso)	Materia orgánica (% en peso seco)	Ceniza (% en peso seco)	Poder calorífico superior (MJ/kg en seco)
<u><i>Aguas residuales</i></u>	<u>90-98</u>	<u>73.5</u>	<u>26.5</u>	<u>19.9</u>
<i>Estiércol</i>	20-70	76.5	23.5	13.4
<i>Combustible de desechos</i>	15-30	86.1	13.9	12.7
<i>Aserrín</i>	15-60	99.0	1.0	20.5

Fuente: BASU Prabir. Biomass Gasification and Pyrolysis. p. 32

2.2.3.2 Posibilidades de aprovechamiento de la biomasa. La biomasa tiene un escaso contenido térmico pero presenta una gran posibilidad y es renovable, lo que hace que sea una opción muy atractiva para la creciente demanda energética. Existen diversos tipos de aprovechamiento energético de la biomasa. En la actualidad, dicha energía se suele obtener a partir de la combustión de la biomasa. El quemado de la biomasa es un proceso poco eficiente para producir energía térmica debido al alto contenido de humedad que presenta la mayoría de las biomásas existentes, por lo cual se requieren grandes cantidades de energía para su secado.

Otro de los procesos que podemos destacar es el proceso de gasificación convencional de la biomasa que consiste en la transformación parcial de la biomasa (generalmente sólida) en un gas combustible ($H_2, CH_4, CO, CO_2 \dots$) mediante una combustión incompleta que se desarrolla a temperaturas superiores a los 900°C. Dicho proceso presenta grandes inconvenientes, entre ellos destacamos la necesidad de un proceso previo de secado y la obtención de carbonilla y alquitranes que hacen reducir la eficacia del proceso.

Ante dichos inconvenientes, la gasificación en agua supercrítica (GASC) es una tecnología con un aprovechamiento energético de residuos orgánicos acuosos mediante su transformación en un gas combustible de gran poder calorífico por su alto contenido en hidrógeno e hidrocarburos ligeros. El proceso GASC abre nuevas vías de aprovechamiento de residuos, puesto que los métodos convencionales de gasificación

térmica no resultan de utilidad cuando los sustratos a gasificar presentan un alto contenido de agua. En este sentido la tecnología GASC presenta grandes ventajas, pues una gran proporción de la biomasa residual es biomasa húmeda con un contenido superior al 95% de agua. Entre ellos, los lodos generados en la EDAR, los residuos agrícolas y residuos del procesamiento de alimentos, se presenta como los sustratos más adecuados para el proceso GASC. (Asociación Ingenieros Químicos de Uruguay, 2008 págs. 30,31)

Comentario: Por las razones expuestas en toda la sección 2.2, se utilizará los lodos residuales como el fluido a gasificar, el cual se ocupará en el proyecto de la planta piloto de GASC, y por ende en el intercambiador de calor, ya que es la mejor opción para este tipo de tecnología.

2.3 Lodos residuales

2.3.1 Origen de los lodos residuales. Los lodos de depuradora son denominados fango o biosólido referentes a un tratamiento de aguas residuales urbanas, procedente de una estación depuradora de aguas residuales urbanas (EDAR), siendo estas aguas de origen doméstico o mezclas de aguas residuales domésticas con aguas residuales industriales y/o agua de correntía pluvial.

El origen de los lodos es debido a la composición de subproductos recogidos en las diferentes etapas de descontaminación de las aguas residuales. Resulta de un proceso de acumulación consecutiva de tres fenómenos combinados como son la producción de microorganismos, la acumulación de materias en suspensión y la acumulación de materias orgánicas no biodegradables en las condiciones de trabajo.

Podemos distinguir dos grandes tipos de lodos, los lodos urbanos y los lodos industriales:

- *Los lodos urbanos* generados durante el tratamiento de las aguas residuales de origen doméstico. Poseen un contenido en materia volátil elevado (70% de la materia orgánica seca). Respecto a la cuantía de producción, se parte de la estimación de que un habitante produce entre 15 a 20 kg de materia seca/año.

- *Los lodos industriales* son generados en el tratamiento de las aguas industriales y caracterizados por la naturaleza de las actividades industriales provenientes como las agroalimentarias producen lodos orgánicos, a diferencia otros lodos industriales son esencialmente minerales y contienen elementos traza metálicos (lodos hidróxidos) u orgánicos. (Municipio de las Palmas de Gran Canaria, 2008 pág. 4)

2.3.2 Tratamiento de lodos. El tratamiento de los lodos producido en las plantas de tratamiento de aguas residuales, durante su proceso, en las fases primaria, secundaria y terciaria, involucra una combinación de procesos físico, químico y biológico. En la fase primaria, se pueden separar del agua servida componentes fluctuantes, basura arrastrada por el flujo del agua servida y arena. Los lodos están formados por sustancias contaminantes y peligrosas para la salud, por ese motivo los lodos deben ser tratados. Los lodos extraídos de los procesos de tratamiento de las aguas residuales domésticas e industriales tienen un contenido en sólido que varía entre el 0.25 y el 12 % de su peso. Los lodos separados de las aguas residuales deben ser estabilizados, espesados y desinfectados, antes de llevarlos a su disposición final. (WIKIPEDIA, 2012)

Proceso de depuración de aguas residuales. Las aguas residuales generadas en las poblaciones urbanas deben regresar al medio ambiente, ya sea a través del cauce de un río, un lago o el mar. Por ello, el agua residual se trata en plantas de depuración de agua para rebajar la cantidad de contaminantes.

El sistema para la depuración del agua se divide en varias fases:

- *Tratamiento primario:* engloba una fase de pretratamiento de agua y una depuración primaria en un decantador. Se retiran del agua grandes sólidos (trapos, maderas, piezas de coche, escombros) mediante una filtración por rejillas. Se separan del agua las grasas y se corrige el pH para permitir un posterior ataque de microorganismos a la materia disuelta en ella. En un decantador se recogen los sólidos, donde precipitan en el fondo, generando lodos que serán conducidos a un digestor.

- *Tratamiento secundario*: también llamado depuración secundaria. Este es un tratamiento aerobio donde se elimina la materia orgánica por acción de microorganismos. A medida que disminuye la cantidad de materia orgánica del agua, también disminuye el consumo de oxígeno. El agua que sale de este tratamiento entra en el tanque de decantación en el que, por sedimentación, se depositan en el fondo materiales inorgánicos y orgánicos insolubles.

Los restos depositados en el tanque de decantación se trasladan a los digestores, donde se produce el denominado biogás. (Ministerio de Educación, Cultura y Deporte pág. 9)

Figura 3. Esquema de una depuradora de aguas residuales



Fuente: Gobierno de España. Biotecnología y medio ambiente. p. 9.

2.3.3 Tipos de lodos residuales

- *Lodo primario*. El lodo primario es producido durante los procesos de tratamiento primario de las aguas residuales. Esto ocurre después de las pantallas y desarenado y consiste en productos no disueltos de las aguas residuales. Generalmente contiene una gran cantidad de material orgánica, vegetales, frutas, papel, etc. En un estado inicial de descomposición. La consistencia se caracteriza por ser un fluido denso con un porcentaje en agua que varía entre 92 % y 96 %. El contenido de agua es función también de la dotación de agua potable que se distribuye en el barrio o ciudad.

- *Lodo secundario.* En el proceso de tratamiento, es conveniente alcanzar una vida del lodo constante, para lograrlo, la biomasa en exceso debe de eliminarse de la planta biológica de tratamiento de lodo. El lodo secundario es rico en lodo activo.
- *Lodo terciario.* Lodo terciario se produce a través de procesos de tratamiento posteriores, con adición de agentes floculantes.
- *Lodo activo.* Este lodo, generalmente, está en forma de flóculos que contienen biomasa viva y muerta además de partes minerales y orgánicas absorbidas y almacenadas.
- *Lodo activo de retorno.* El lodo activo de retorno que proviene del tanque de aireación biológica al clarificador final. Los flóculos de lodo activo sedimentan al fondo y pueden separarse del agua limpia residual. La mayoría del lodo que se lleva de nuevo a tanque de aireación se llama lodo activo de retorno.
- *Fango o lodo digerido.* Fango digerido tienen lugar en los procesos de digestión aeróbica. Tiene una proporción de materia orgánica del orden de 45 a 60%.
(WIKIPEDIA, 2012)

2.3.4 Composición de los lodos de depuradoras de aguas residuales. La composición de los lodos de depuradoras de aguas residuales urbanas se determina según su generación. El aumento de la producción de lodos procedentes de la depuración de aguas residuales obliga a su correcta gestión, la cual es marcada por la composición de los lodos, aunque variable, pueden convertirse en una fuente de materia orgánica y de elementos fertilizantes. La composición del lodo es heterogénea y varía en función de la composición de las aguas residuales y las condiciones ambientales, así como con la procedencia del lodo. Las características más importantes pueden resumirse en la Tabla 3. (Municipio de las Palmas de Gran Canaria, 2008)

Tabla 3. Composición de lodos de las depuradoras

CARACTERÍSTICAS	LODOS PRIMARIOS	LODOS SECUNDARIOS	LODOS PRIMARIOS + SECUNDARIOS DIGERIDOS
SS ¹ (g/ hab * d)	30-36	18-29	31-40
Contenido en agua (%)	92-96	97.5-98	94-97
SSV ² (% SS)	70-80	80-90	55-65
Grasas (% SS)	12-16	3-5	4-12
Carbohidratos (% SS)	8-10	6-8	5-8
Ph	5.5-6.5	6.5-7.5	6.8-7.6
Fósforo (% SS)	0,5-1,5	1,5-2,5	0,5-1,5
Nitrógeno (% SS)	2-5	1-6	3-7
Bacterias patógenas (Nº/100 ml)	10 ² -10 ⁵	100-1000	10-100
Organismos parásitos (Nº/100 ml)	8-12	1-3	1-3
Metales pesados (Zn, Pb, Cu) (% SS)	0,2-2	0,2-2	0,2-2

¹ Sólidos en suspensión

² Sólidos en suspensión volátiles

Fuente: MUNICIPIO DE LAS PALMAS DE GRAN CANARIA. Preinforme de estudio de valorización de lodos de estaciones depuradoras de lodos residuales urbanas. p. 22

Comentario: En vista de que no existe caracterización de las propiedades físicas y térmicas en función de la presión y temperatura de lodos residuales, además que en esta sección nos indica que la composición de este fluido es heterogénea, se toma como referencia la Tabla 3, la cual nos manifiesta que los lodos residuales tienen un contenido de agua del 92 al 98%, por lo tanto, el fluido de alimentación se tomó como agua, para el cálculo del diseño del intercambiador de calor.

2.4 Agua subcrítica y supercrítica

2.4.1 Características generales. El agua por encima de su temperatura crítica (374,29 ° C) y presión (22.089 Mpa) se denomina supercrítica (Ver Figura 4). El Agua o vapor por debajo de esta presión y temperatura se denomina agua subcrítica. El término agua en un sentido convencional puede no ser aplicable al agua supercrítica a excepción de su fórmula química H_2O , porque por encima de la temperatura crítica, no es agua ni vapor y tiene una densidad parecida al agua y al vapor en difusividad. La Tabla 4 compara las propiedades del agua y el vapor subcrítico con las del agua supercrítica, indicando que las propiedades de éste, son intermedias entre los estados líquido y gaseoso del agua en la presión subcrítica.

Tabla 4. Propiedades del agua supercrítica y subcrítica

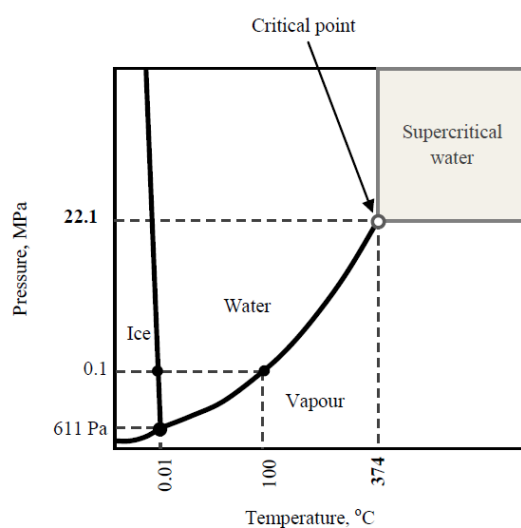
Property	Subcritical Water	Supercritical Water	Supercritical CO ₂	Subcritical Steam
Temperature (°C)	25	400	55	150
Pressure (MPa)	0.1	30	28	0.1
Density, kg/m ³	997*	358*	835	0.52*
Dynamic viscosity, μ (kg/m.s)	890.8×10^{-6}	43.83×10^{-6} *	0.702×10^{-6}	14.19×10^{-6} *
Diffusivity of small particles (m ² /s)	$\sim 1.0 \times 10^{-9}$ **	$\sim 1.0 \times 10^{-8}$ **		$\sim 1.0 \times 10^{-5}$ **
Dielectric constant***	78.46	5.91		1.0
Thermal conductivity, λ (w/m.k)	607×10^{-3} *	330×10^{-3} *		28.8×10^{-3} *
Prandtl number, $C_p \mu / \lambda$	6.13	3.33		0.97

*Haar et al., 1984; **Serani et al., 2008; ***Uematsu and Franck, 1980.

Fuente: BASU Prabir. Biomass Gasification and Pyrolysis, p. 231

La Figura 4 muestra que cuanto mayor es la temperatura, mayor es la presión necesaria para que el agua esté en su fase líquida. Por encima de un punto crítico, la línea de separación de las dos fases desaparece, lo que sugiere que la división entre las fases líquido y vapor desaparezcan. La temperatura y la presión en este punto se conocen como temperatura crítica y presión crítica, por encima de la cual el agua alcanza el estado supercrítico y por lo tanto se denomina supercrítico.

Figura 4. Diagrama de fase del agua que muestra la región supercrítica



Fuente: BASU Prabir. Biomass Gasification and Pyrolysis, p. 231

- *Agua subcrítica* ($T < T_{sat}, P < P_c$). Cuando la presión está por debajo de su valor crítico, P_c , y la temperatura está por debajo de su valor crítico, T_c , el fluido se llama subcrítico. Si la temperatura está por debajo de su valor de saturación, el líquido se conoce como agua subcrítica, como se muestra en el bloque inferior izquierdo de la Figura 4.
- *Vapor subcrítico* ($T > T_{sat}, P < P_c$ Nota: T puede ser superior T_c). Cuando el agua (por debajo de la presión crítica) se calienta, se experimenta una caída en la densidad y un incremento en la entalpía, este cambio es muy fuerte cuando la temperatura del agua apenas supera el valor de saturación T_{sat} . Por encima de la temperatura de saturación, el régimen se muestra debajo de la línea de saturación en la Figura 4.
- *Agua supercrítica* ($T > T_c, P_c > P$). Cuando se calienta por encima de su presión crítica P_c , el agua experimenta una transición continua de un estado similar al líquido a un estado similar al vapor. El vapor como estado supercrítico, se muestra en el bloque superior derecha en la Figura 4. A diferencia que en la etapa subcrítica, no es necesario el calor de vaporización para la transición del fluido como líquido al fluido como vapor.

Por encima de la presión crítica, no hay temperatura de saturación que separa el líquido y el vapor de estados. Sin embargo, existe una temperatura, llamada pseudo-crítica que se caracteriza por un fuerte aumento en el calor específico del fluido.

La temperatura pseudo-crítica depende de la presión del agua. Se puede estimar dentro de 1% de precisión mediante la siguiente ecuación empírica (Malhotra, 2006):

$$F = 0.1248 + 0.01424P^* - 0.0026(P^*)^2 \quad (1)$$

$$T^* = \frac{T_{SC}}{T_c}; P^* = \frac{P}{P_c} \quad (2)$$

Donde:

T_{sat} = Temperatura de saturación en la presión P ($^{\circ}\text{C}$)

P_{sat} = Presión de saturación a la temperatura T (MPa)

P_c = Presión crítica del agua = 22.089 MPa

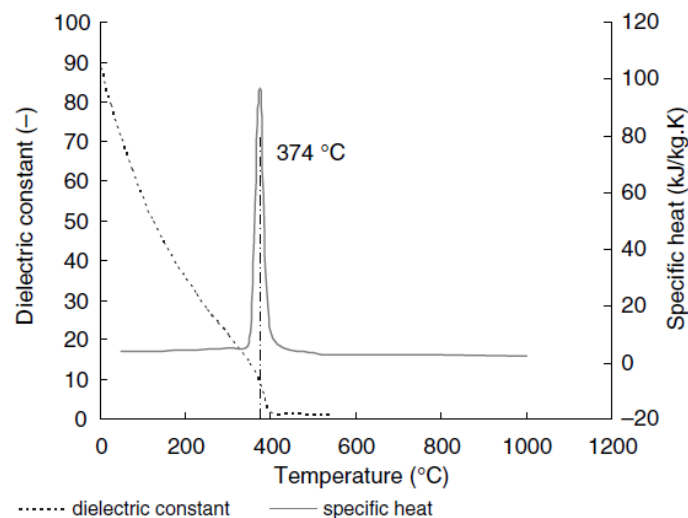
T_c = Temperatura crítica del agua = 374.29 $^{\circ}\text{C}$

T_{sc} = Temperatura pseudocrítica a presión P ($^{\circ}\text{C}$).

(BASU, 2010 págs. 230-232)

2.4.2 Propiedades del agua supercrítica. El punto crítico marca un cambio significativo en las propiedades termofísicas del agua (Ver Figura 5). Existe un fuerte aumento en el calor específico cerca de la temperatura crítica seguido por un descenso similar. La caída de la viscosidad molecular es también significativa, aunque la viscosidad con la temperatura comienza a elevarse por encima del valor crítico. Por encima de este punto crítico, el agua experimenta un cambio dramático en su naturaleza disolvente principalmente debido a su pérdida de enlaces de hidrógeno. La constante dieléctrica del agua cae desde un valor de alrededor de 80 en la condición de temperatura ambiente a aproximadamente a 10 en el punto crítico. Esto cambia el agua de un disolvente altamente polar a una condición de temperatura ambiente a un disolvente no polar, en un estado supercrítico.

Figura 5. Calor específico del agua por encima de su presión crítica y la constante dieléctrica a 22,1 Mpa



Fuente: BASU Prabir. Biomass Gasification and Pyrolysis. p. 233

La característica más importante del agua supercrítica es que se puede “manipular” y controlar sus propiedades alrededor de su punto crítico, simplemente mediante el ajuste de la temperatura y la presión. El agua supercrítica posee una serie de propiedades especiales que lo distinguen del agua ordinaria. Algunas de estas propiedades relevantes para la gasificación son las siguientes:

- La propiedad de disolvente del agua se puede cambiar muy fuertemente cerca o por encima de su punto crítico como una función de la temperatura y la presión.
- El agua supercrítica es no polar debido a su baja constante dieléctrica. Esto hace que sea un buen disolvente para compuestos orgánicos no polares pero muy pobre para sales inorgánicas fuertemente polares. El agua supercrítica puede ser un disolvente para los gases, la lignina y carbohidratos.
- El agua supercrítica tiene una densidad alta en comparación con el vapor subcrítico a la misma temperatura. Esta característica favorece la reacción directa entre la celulosa y el agua para producir hidrógeno.
- El agua supercrítica posee excelentes propiedades de transporte, cosa que le permite entrar fácilmente en los poros de la biomasa para reacciones rápidas y eficaces. (BASU, 2010 págs. 232-235)

2.4.3 *Conversión de biomasa en agua supercrítica.* Hay tres rutas principales para el agua supercrítica basada en la conversión de biomasa en energía:

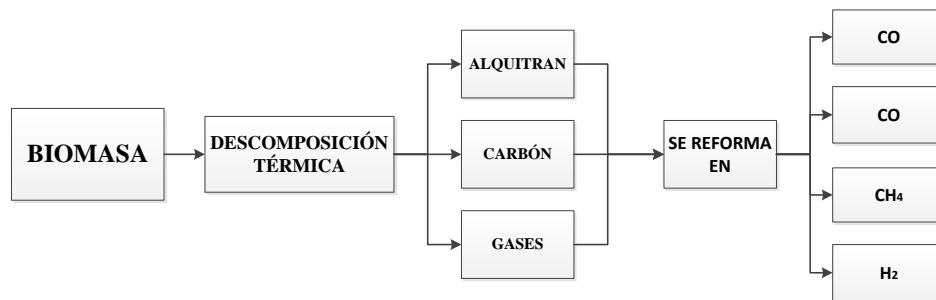
- Licuefacción: es la formación de los combustibles líquidos encima de la presión crítica (22.1Mpa), pero cerca de la temperatura crítica.
- Gasificación de CH_4 : es la conversión en agua supercrítica en un rango de baja temperatura (350-500 ° C) en presencia de un catalizador.
- Gasificación de H_2 : es la conversión en agua supercrítica con o sin catalizador, a mayores temperaturas (> 600 °C).

2.4.3.1 *Gasificación.* La gasificación de la biomasa supercrítica se lleva a cabo típicamente a alrededor de 500 o 750°C en ausencia de catalizadores, y en una aún más

baja temperatura (350-500 °C) con catalizadores. La biomasa se descompone en carbón, alquitrán, gas u otros compuestos intermedios, cosa que se reforman en gases como CO, CO₂, CH₄ y H₂. El proceso se muestra esquemáticamente en la Figura 6, por ejemplo si la biomasa se representa por la fórmula general C₆H₁₂O₆, el proceso de gasificación puede ser descrita por la siguiente reacción global.



Figura 6. Proceso de gasificación de biomasa



Fuente: BASU Prabir. Biomass Gasification and Pyrolysis. p. 237

2.4.4 *Esquema de una planta de gasificación de agua supercrítica.* Una planta de gasificación de agua supercrítica típica incluye los siguientes componentes claves:

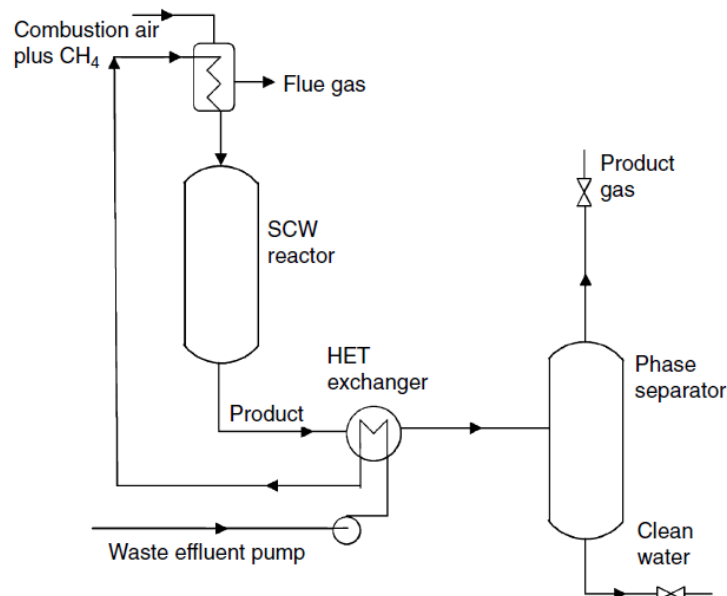
- Sistema de bombeo de la materia prima
- Alimentación del precalentador
- Gasificador / reactor
- Intercambiador de recuperación de calor (producto de refrigeración)
- Separador de gas-líquido
- Productos opcionales para mejorar los equipos

El sistema de precalentamiento de alimentación es muy complicado y representa la mayoría de la inversión de capital (~60%) en una planta de gasificación de agua supercrítica. La Figura 7 describe el proceso de gasificación de agua supercrítica usando el ejemplo de una planta para gasificar lodos de aguas residuales.

La biomasa se prepara con una mezcla para la alimentación. A continuación se bombea a la presión supercrítica requerida. Alternativamente, el agua puede ser presurizada por

separado y la biomasa alimentada aquí. En cualquier caso, la materia prima tiene que ser calentada a la temperatura de entrada diseñada, y muy por encima de la temperatura de gasificación diseñada, porque la entalpía del agua proporciona la energía requerida para las reacciones endotérmicas. Esta temperatura es un parámetro de diseño crítico.

Figura 7. Esquema de una planta piloto para la gasificación de la biomasa con agua supercrítica



Fuente: BASU Prabir. Biomass Gasification and Pyrolysis. p. 240

El calor sensible del producto de la gasificación puede ser recuperado parcialmente en una pérdida de recuperación de calor en el intercambiador y se utiliza para el precalentamiento parcial de la alimentación. Para el precalentamiento completo, el calor adicional se puede obtener de uno de estos pasos:

- Externamente calentador encendido (Figura 7)
- Combustión de una parte del gas combustible producido para complementar el combustible externo.
- La quema controlada de carbón no convertido en el sistema del reactor.

Después de la gasificación, el producto se enfría primero en los residuos de la unidad de recuperación de calor. A partir de entonces, se enfría a temperatura ambiente en un

intercambiador de calor separado por un desprendimiento de calor a un refrigerante externo.

El siguiente paso implica la separación de los productos de reacciones. La solubilidad de hidrógeno y metano en agua a temperatura baja pero de alta presión es considerablemente baja, por lo que se separan del agua de refrigeración, mientras que el dióxido de carbono, debido a su alta solubilidad en agua, se mantiene en la fase líquida. Para la completa separación del CO_2 , el gas puede ser depurado con agua. El hidrógeno gaseoso se separa del metano en una unidad de adsorción por cambio de presión. El líquido rico en CO_2 se despresa a la presión atmosférica, y separa el dióxido de carbono del agua y las sales no convertidas. (BASU, 2010 págs. 239-240).

2.4.5 *Ventajas de la gasificación en agua supercrítica sobre la gasificación térmica convencional.* La gasificación térmica convencional se enfrenta a los problemas principales de la formación de alquitrán no deseado y carbón. El alquitrán puede condensarse en el equipo, causando graves problemas de funcionamiento, cosa que no es deseable para la producción de hidrógeno. Los residuos de carbón contribuyen a la pérdida de energía y de funcionamiento si contiene más de 70% de humedad. La energía utilizada en la evaporación de la humedad del combustible, consume una gran parte de la energía en el gas producto. La gasificación en agua supercrítica en gran medida puede superar estas deficiencias, especialmente para la biomasa muy húmeda o residuos orgánicos. Por ejemplo, la eficiencia de gasificación térmica convencional de una biomasa que contiene 80% de vapor de agua es sólo 10%, mientras que la de gasificación hidrotérmica en agua supercrítica puede ser tan alta como 70% (Dinjus y Kruse, 2004).

La gasificación en agua supercrítica o cercana, ofrece las siguientes ventajas:

- La producción de alquitrán es baja. Los precursores de alquitrán, son completamente solubles en agua supercrítica y así puede ser eficientemente reformada en la gasificación de agua supercrítica.
- La gasificación en agua supercrítica consigue mayor eficiencia térmica de la biomasa húmeda.

- La gasificación en agua supercrítica se puede producir en un solo paso de un gas rico en hidrógeno con bajo CO, obviando la necesidad de un reactor adicional.
- El hidrógeno se produce a altas presiones, dejando listo para el uso comercial.
- El dióxido de carbono se puede separar fácilmente debido a su fácil solubilidad en agua a alta presión.
- La formación de carbón es baja en agua supercrítica.
- Las impurezas inorgánicas, siendo insolubles en agua supercrítica, también se eliminan fácilmente.
- El gas producto de la gasificación en agua supercrítica automáticamente separa los materiales que contienen alquitrán líquido del carbón. (BASU, 2010 págs. 235-237)

2.4.6 *Aplicación de conversión de biomasa en la gasificación en agua supercrítica.*

Las tres principales áreas de aplicabilidad para la biomasa en gasificación de agua supercrítica son: (1) la conversión de energía, (2) la remediación de residuos, y (3) la producción química.

2.4.6.1 *Conversión de energía.* Las tres materias primas siguientes importantes para la industria de la energía puede ser producida por la conversión de biomasa en agua supercrítica:

- Bioaceite: Uso potencial en el sector del transporte
- Metano: A pesar que es un material de alimentación químico, puede ser utilizado para la combustión
- Hidrógeno: Uso potencial en las células de combustible.

La eficiencia global de un sistema de conversión de energía depende de la ruta tecnológica, de la humedad de la biomasa, y de muchos otros factores. Curiosamente, el sistema basado en la gasificación en agua supercrítica muestra una eficiencia total independiente del contenido de humedad, mientras que para los otros sistemas, la eficiencia total disminuye con el aumento de la humedad.

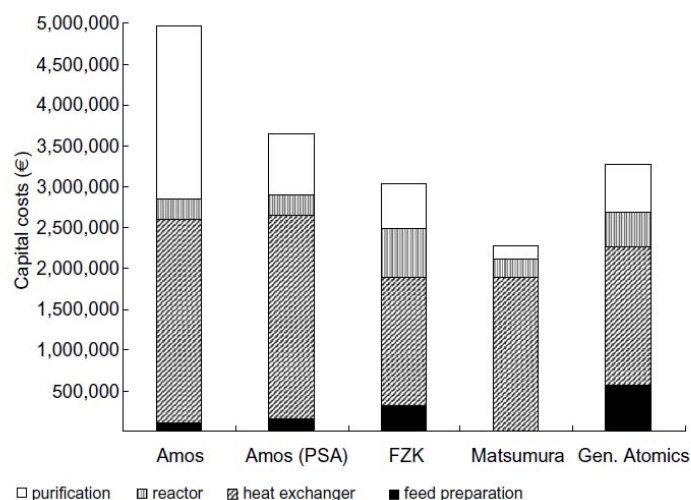
2.4.6.2 *Remediación de residuos.* La industria de la agricultura produce grandes volúmenes de productos no tóxicos pero poco saludables, tales como extractos animales

y residuos agrícolas que deben ser eliminados de manera productiva. Muchos de estos contienen tanta humedad que la combustión o gasificación térmica convencional y económica no es posible. Sin embargo, la gasificación anaeróbica tiene órdenes de magnitud más lenta que los procesos de gasificación térmicos y otros, incluso con el uso de catalizadores. (BASU, 2010 págs. 247-250)

2.4.7 Recuperación de calor en el diseño de un intercambiador de calor para fluidos supercríticos. Un precalentador de materia prima es la segunda parte más importante del sistema gasificador de agua supercrítica. El calor necesario para calentar la materia prima (agua y biomasa) es una fracción significativa del valor potencial de calentamiento del gas producto. Sin la recuperación eficiente de calor del gas producto, la energía externa necesaria para la gasificación puede exceder la energía producida, por lo que el gasificador es un consumidor neto de energía. La materia prima debería obtener la mayor cantidad de su entalpía como sea posible desde el calor sensible del producto. Este es uno de los aspectos más importantes del diseño de la planta de agua supercrítica.

En la Figura 8 podemos ver que el intercambiador de calor de recuperación representa 50 a 60% del costo total del capital de la planta, cosa que hace que sea un componente crítico.

Figura 8. Costo de inversión de diferentes diseños de plantas de agua supercrítica sobre la base de un rendimiento de 5000 kg/h de lodo de aguas residuales



Fuente: BASU Prabir. Biomass Gasification and Pyrolysis. p. 254

La eficiencia de intercambio de calor (n), se define cuánto del calor disponible en la corriente de producto puede ser recogido por el flujo de alimentación.

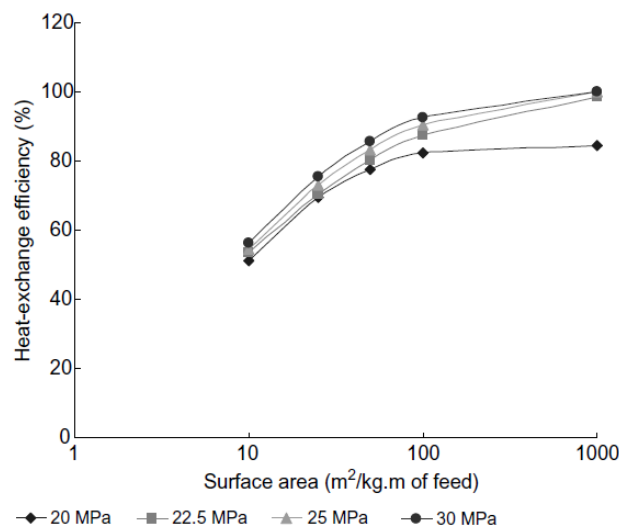
$$n = \frac{H_{\text{producto salida}} - H_{\text{producto entrada}}}{H_{\text{alimentación entrada}} - H_{\text{producto entrada}}} \quad (4)$$

Donde:

H = Entalpía, y los subíndices define el líquido a que se refiere (J).

Teóricamente, la eficiencia de intercambio de calor puede ser 100% si no se requiere calor de vaporización para calentar la alimentación y un área de intercambio de calor infinito esté disponible. Por supuesto, estas condiciones no son posibles. La Figura 9 muestra las variaciones en la eficiencia de intercambio de calor con cambios en el área de la superficie del tubo y la presión del agua.

Figura 9. Eficiencia del intercambio de calor para un intercambiador de calor agua-agua a diferentes presiones, donde la alimentación y el producto entran a 24°C y 600°C, respectivamente



Fuente: BASU Prabir. Biomass Gasification and Pyrolysis. p. 254

El calor específico del agua se eleva bruscamente cerca del punto crítico y después cae bruscamente de igual medida que aumenta la temperatura (Ver Figura 5). Así, alrededor del punto crítico, podemos esperar un aumento modesto de la temperatura a lo largo de la longitud de intercambiador de calor. Al aumentar la temperatura, más allá del punto

pseudo-crítico, el calor específico disminuye bruscamente, y por lo tanto reduce el coeficiente de transferencia de calor. (BASU, 2010 págs. 253-255)

2.4.8 Transferencia de calor en agua supercrítica. La Tabla 5 ilustra las operaciones de un típico intercambiador de recuperación de calor para la gasificación del agua supercrítica. Los datos se han tomado de la operación de una planta de gasificación supercrítica. El coeficiente del fluido a la pared de transmisión de calor en agua supercrítica limpia en el tubo, puede ser calculado por la correlación de Yamagata et al. (1972).

$$Nu = 0.0135Re_b^{0.85}Pr_b^{0.8} \quad (5)$$

Basado en experimentos de Yamagata con isobutano, (1979) encontró que la ecuación Sieder-Tate, es más exacta:

$$Nu = 0.027Re^{0.8}Pr^{0.33}(\mu_b/\mu_b)^{0.14} \quad (6)$$

Donde:

Nu = Número de Nusselt.

Re = Número de Reynolds

Pr = Número de Prandtl

La transferencia de calor en la gasificación en agua supercrítica puede variar debido a los sólidos en el fluido. Por lo tanto, la aplicabilidad de estas ecuaciones para la gasificación de agua supercrítica es incierto. La información sobre este aspecto de la transferencia de calor es inalcanzable actualmente. (BASU, 2010 págs. 255-256)

Tabla 5. Datos de ejemplo de la alimentación y producto de un intercambiador de calor de la planta piloto VERENA

Flujo Másico kg/h (Metanol%)	Producto de entrada (°C)	Producto de Salida (°C)	Entrada de alimentación (°C)	Salida de alimentación (°C)	Temperatura del Reactor (°C)
100 (10%)	561	168	26	405	582
90 (20%)	524	155	22	388	537

Fuente: BASU Prabir. Biomass Gasification and Pyrolysis. p. 255

Nota: En esta sección nos indica que el fluido caliente que entra a la coraza es el gas producto proveniente del reactor aprovechando la recuperación de calor. Como este fluido igual no se ha caracterizado, pero sus propiedades son similares al vapor de agua, se lo tomará como tal para el diseño del intercambiador de calor.

2.5 Transferencia de calor por convección

La convección es el mecanismo de transferencia de calor por movimiento de masa o circulación dentro de la sustancia. Puede ser natural, producida solo por las diferencias de densidades de la materia, o forzada, cuando la materia es obligada a moverse de un lugar a otro. Sólo se produce en líquidos y gases donde los átomos y moléculas son libres de moverse en el medio.

Un modelo de transferencia de calor Q_h por convección, llamado ley de enfriamiento de Newton, es el siguiente:

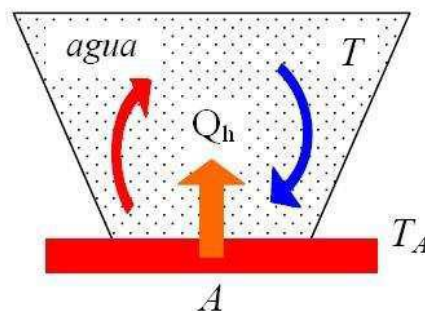
$$Q_h = \alpha A (T_A - T) \quad (7)$$

Donde:

α = Coeficiente de transferencia de calor por convección ($W/m^2\text{°K}$)

A = Superficie que entrega calor con una temperatura T_A al fluido adyacente que se encuentra a una temperatura T (m^2). Como se muestra en el esquema de la Figura 10.

Figura 10. Proceso de convección



Fuente: CUADRADO Karina. Diseño construcción y pruebas de un intercambiador de calor de carcasa y tubos para laboratorio de térmicas de la facultad de mecánica. Tesis.

2.5.1 Coeficiente de transferencia de calor por convección. El coeficiente de transferencia de calor por convección no es una propiedad, su magnitud depende de una variedad de factores, tales como: la velocidad, densidad, viscosidad, conductividad térmica, calor específico del fluido, geometría de la superficie, presencia de fuerzas de flotamiento, etc.

Aunque la Ec. [7] se emplea generalmente para determinar la rapidez del flujo de calor por convección entre una superficie y el fluido en contacto con ella, ésta es más bien la definición del coeficiente de calor por convección. Más adelante se analizan las expresiones que permitirán determinar el coeficiente α para flujo interno y externo.

La mayoría de los problemas de transferencia de calor por convección de interés práctico, debido a la complejidad matemática de sus ecuaciones, se estudia experimentalmente y los resultados se presentan en forma de ecuaciones empíricas que se expresan en función de los grupos adimensionales. Los grupos adimensionales que se utilizan en la transferencia de calor por convección, básicamente son los siguientes:

2.5.1.1 Número de Nusselt, Nu . Es un número adimensional que mide el aumento de la transmisión de calor desde una superficie por la que un fluido discurre (transferencia de calor por convección) comparada con la transferencia de calor si ésta ocurriera solamente por conducción.

Así por ejemplo en transferencia de calor dentro de una cavidad por convección natural, cuando el número de Rayleigh es inferior a 1000 se considera que la transferencia de calor es únicamente por conducción y el número de Nusselt toma el valor de la unidad. En cambio para números de Rayleigh superiores, la transferencia de calor es una combinación de conducción y convección, y el número de Nusselt toma valores superiores. Este número se define como:

$$Nu_L = \frac{\text{Transferencia de calor por convección}}{\text{Transferencia por conducción}} = \frac{\alpha_t \cdot L}{k} \quad (8)$$

Ambas transferencias se consideran en la dirección perpendicular al flujo.

Donde:

L = Longitud característica del sólido (diámetro, longitud....) (m).

k = Conductividad térmica del fluido ($W/m^{\circ}K$).

α = Coeficiente de transferencia de calor por convección ($W/m^2^{\circ}K$).

Cuanto mayor es el número de Nusselt más eficaz es la convección. Un número de Nusselt de $Nu = 1$ para una capa de fluido, representa transferencia de calor a través de ésta por conducción pura. El número de Nusselt se emplea tanto en convección forzada como natural.

Existen muchas correlaciones empíricas expresadas en términos del número de Nusselt para por ejemplo placas planas, cilindros, dentro de tuberías, etc., que evalúan generalmente el número de Nusselt medio en una superficie. Estas correlaciones tienen la forma de $Nu = f(Re, Pr)$.

2.5.1.2 Número de Prandtl, Pr . Es un número adimensional proporcional al cociente entre la difusividad de momento (viscosidad) y la difusividad térmica. Se llama así en honor a Ludwig Prandtl. Se define como:

$$Pr = \frac{\text{velocidad de difusión de momento}}{\text{velocidad de difusión de calor}} = \frac{C_p \mu}{k} \quad (9)$$

Donde:

C_p = Poder calorífico ($J/kg^{\circ}K$).

μ = Viscosidad dinámica (kg/ms).

k = Conductividad térmica ($W/m^{\circ}K$).

Si los líquidos poseen números de Prandtl muy bajos, los gases presenta la particularidad de tener un número de Prandtl en torno a 0.70, el agua tiene un valor intermedio, y finalmente los valores mayores del número de Prandtl lo presentan los fluidos viscosos.

En problemas de transferencia de calor el número de Prandtl controla el espesor relativo de las capas límite de momento y térmica. Cuando Pr es pequeño significa que el calor se difunde muy rápido comparado con la velocidad (momento).

2.5.1.3 *Número de Reynolds Re .* Es la relación entre los términos convectivos y los términos viscosos de las ecuaciones de Navier-Stokes que gobiernan el movimiento de los fluidos. El número de Reynolds permite predecir el carácter turbulento o laminar en ciertos casos. Así por ejemplo en conductos si el número de Reynolds es menor de 2300 el flujo será laminar y si es mayor el flujo será turbulento. Viene dado por la siguiente fórmula:

$$Re = \frac{\rho V D}{\mu} \quad (10)$$

Donde:

ρ = Densidad del fluido (kg/m^3).

V = Velocidad característica del fluido (m/s).

D = Diámetro de la tubería a través de la cual circula el fluido (m).

μ = Viscosidad dinámica del fluido (kg/ms).

2.5.2 *Convección forzada sobre superficies interiores.* La ecuación de semejanza para la convección forzada tiene la forma:

$$Nu = f(Re, Pr) \quad (11)$$

El número de Reynolds determina la similitud hidromecánica entre las corrientes de los agentes portadores de calor. El número de Prandtl es la característica termofísica del agente portador de calor.

Para un flujo turbulento completamente desarrollado en el interior de tubería lisa con flujo de calor unitario uniforme en la pared ($T_w = \text{constante}$), Dittus y Boelter recomienda:

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^n \quad (12)$$

Las propiedades se evalúan a la temperatura promedio del fluido, $n = 0.4$ para calentamiento del fluido, $n = 0.3$ para enfriamiento del fluido, el número de Prandtl comprendidos entre 0.7 y 120, el número de Reynolds entre 10000 y 120000, $T_w - T_b < -12.22^\circ C$ para líquidos, $T_w - T_b < 37.77^\circ C$ para gases, donde $L_t/D_t > 60$.

Para casos de flujo turbulento de un tubo liso, en que varíe el rango del número de Prandtl entre 0.7 y 16700, las diferencias de temperatura $T_w - T_b > -12.22^\circ C$ para líquidos y $T_w - T_b > 37.77^\circ C$ para gases, Sieder Tate recomienda:

$$Nu = 0.027 Re^{0.8} Pr^{\frac{1}{3}} \left(\frac{\mu_t}{\mu_{tw}} \right)^{0.14} \quad (13)$$

Donde:

μ_t = Viscosidad dinámica del fluido evaluada a temperatura promedio del fluido (kg/ms).

μ_{tw} = Viscosidad dinámica del fluido evaluada a temperatura del tubo (kg/ms).

Para un flujo turbulento dentro de una tubería rugosa, Número de Prandtl entre 0.5 y 200, Petukhov y Popov recomiendan:

$$Nu = \frac{\left(\frac{f}{8}\right) Re Pr}{1.07 + 12.7 \sqrt{\frac{f}{8}} \left(Pr^{\frac{2}{3}} - 1 \right)} \quad (14)$$

$$f = [1.82 \log_{10}(Re) - 1.64]^{-2} \quad (15)$$

Donde:

f = Factor de fricción

2.5.3 Convección forzada sobre superficies exteriores. Consideraremos algunas relaciones empíricas para superficies geométricas sencillas que se encuentran totalmente sumergidas en el fluido. Para un cilindro largo cuyo eje es perpendicular a una corriente de un fluido:

$$Nu = C Re^n Pr^{\frac{1}{3}} \quad (16)$$

C y n encontramos en la Tabla 6 para cilindros circulares y en la Tabla 7 para cilindros no circulares. Las propiedades se evalúan a la denominada temperatura fílmica.

$$T_f = \frac{(T_w + T_b)}{2} \quad (17)$$

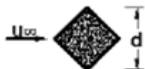


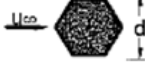
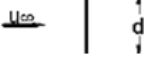
Donde:

T_f = Temperatura fílmica ($^{\circ}\text{C}$)

T_w = Temperatura de la pared del tubo ($^{\circ}\text{C}$).

T_b = Temperatura del fluido ($^{\circ}\text{C}$)

Tabla 6. Constantes C y n para cilindros no circulares

Geometría	Re_{df}	C	n
	$5 \times 10^3 - 10^5$	0.246	0.588
	$5 \times 10^3 - 10^5$	0.102	0.675
	$5 \times 10^3 - 1.95 \times 10^4$ $1.95 \times 10^4 - 10^5$	0.160 0.0385	0.638 0.782
	$5 \times 10^3 - 10^5$	0.153	0.638
	$4 \times 10^3 - 1.5 \times 10^4$	0.228	0.731

Fuente: CUADRADO Karina. Diseño construcción y pruebas de un intercambiador de calor de carcasa y tubos para laboratorio de Térmicas de la Facultad de Mecánica. Tesis.
p. 15

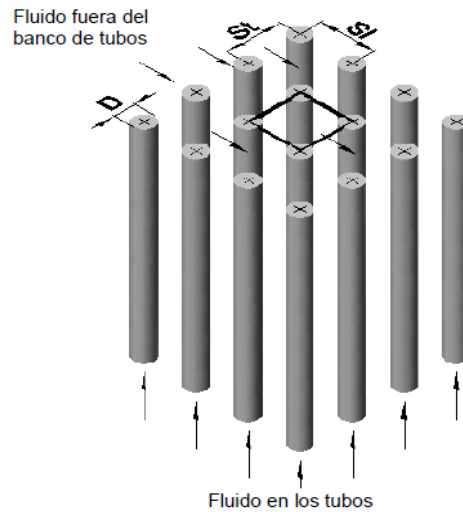
Tabla 7. Constantes C y n para cilindros circulares

Re_{df}	C	n
0.4 - 4	0.989	0.330
4 - 40	0.911	0.385
40 - 4000	0.683	0.466
4000 - 40 000	0.193	0.618
40 000 - 400 000	0.0266	0.805

Fuente: CUADRADO Karina, Diseño construcción y pruebas de un intercambiador de calor de carcasa y tubos para laboratorio de Térmicas de la Facultad de Mecánica. Tesis.
p. 15

La transferencia de calor a través de un banco de tubos es de particular importancia en el diseño de intercambiadores de calor. Puede tener arreglo en línea o alternado como se muestran en las Figuras 11 y 12 respectivamente.

Figura 11. Esquema de un banco de tubos con arreglo en línea

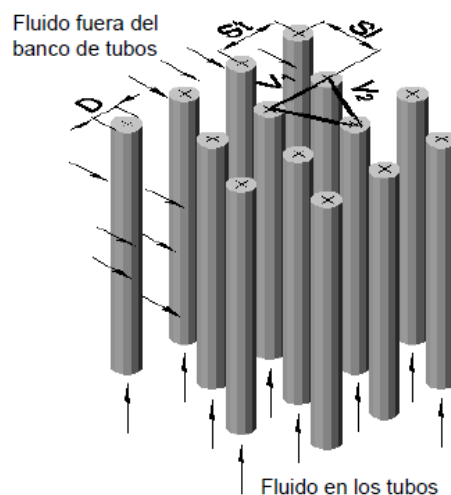


Fuente: CUADRADO Karina. Diseño, construcción y pruebas de un intercambiador de calor de carcasa y tubos para laboratorio de Térmicas de la Facultad de Mecánica. Tesis. p. 16

La expresión del número de Nusselt es la que se muestra en la ecuación 2.18. El número de Reynolds se basa en la velocidad máxima del fluido que ocurre dentro del banco de tubos. La velocidad máxima v_{max} para un banco de tubos con arreglo en línea:

$$v_{max} = \frac{v_{\infty} S_T}{S_T - D} \quad (18)$$

Figura 12. Esquema de un banco de tubos con arreglo escalonado



Fuente: CUADRADO Karina. Diseño construcción y pruebas de un intercambiador de calor de carcasa y tubos para laboratorio de Térmicas de la Facultad de Mecánica. Tesis. p. 17

La velocidad máxima para un banco de tubos con arreglo alternado es la de mayor valor de las siguientes velocidades:

$$v_1 = \frac{v_{\infty} S_T}{S_T - D} \quad (19)$$

$$v_2 = \frac{v_{\infty} S_T/2}{\sqrt{(S_T/2)^2 + S_L^2} - D} \quad (20)$$

Donde:

v_{∞} = Velocidad característica del fluido (m/s).

D = Diámetro exterior de los tubos (m).

S_T = Distancia transversal (m).

S_L = Distancia entre dos hileras consecutivas (m).

Los valores de C y n se encuentran en la Tabla 8 para bancos de tubos de 10 hileras o más. Cuando el número de hileras de profundidad es menor que 10, es necesario corregir el valor calculado del coeficiente de transferencia de calor por convección (α), multiplicado por el factor de la Tabla 9. (CUADRADO, 2010 págs. 9-18)

Tabla 8. Correlación de Grimson modificada para transferencia de calor en haces de tubos de 10 filas o más

S_T/D	S_T/D							
	1,25		1,5		2,0		3,0	
	C	n	C	n	C	n	C	n
Arreglo en línea								
1,25	0,386	0,592	0,305	0,608	0,111	0,704	0,0703	0,752
1,5	0,407	0,586	0,278	0,620	0,112	0,702	0,0753	0,744
2,0	0,464	0,570	0,332	0,602	0,254	0,632	0,220	0,648
3,0	0,322	0,601	0,396	0,584	0,415	0,581	0,317	0,608
Arreglo Alternado								
0,6	—	—	—	—	—	—	0,236	0,636
0,9	—	—	—	—	0,495	0,571	0,455	0,581
1,0	—	—	0,552	0,558	—	—	—	—
1,125	—	—	—	—	0,531	0,565	0,575	0,560
1,25	0,575	0,556	0,561	0,554	0,576	0,556	0,579	0,562
1,5	0,501	0,568	0,511	0,562	0,502	0,568	0,542	0,568
2,0	0,448	0,572	0,462	0,568	0,535	0,556	0,498	0,570
3,0	0,344	0,592	0,395	0,580	0,488	0,562	0,467	0,574

Fuente: CUADRADO Karina. Diseño construcción y pruebas de un intercambiador de calor de carcasa y tubos para laboratorio de Térmicas de la Facultad de Mecánica. Tesis.

Tabla 9. Factor de corrección para n filas de profundidad

n	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Arreglo en línea	0,64	0,80	0,87	0,90	0,92	0,94	0,96	0,98	0,99	1,0
Arreglo Alternado	0,68	0,75	0,83	0,89	0,92	0,95	0,97	0,98	0,99	1,0

Fuente: CUADRADO Karina. Diseño construcción y pruebas de un intercambiador de calor de carcasa y tubos para laboratorio de Térmicas de la Facultad de Mecánica. Tesis.
p. 18

CAPITULO III

3. SELECCIÓN DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR

3.1 Introducción

En la industria nos encontramos que la transferencia de calor está presente en todos los procesos, y es tal su importancia, que en ocasiones, la operación de una planta de manera económica depende directamente del uso adecuado de la energía térmica disponible en el proceso, o bien del diseño adecuado del equipo involucrado. Los servicios auxiliares más comunes en la industria, tales como el agua de enfriamiento, vapor, refrigeración, calentamiento, entre otros, implican necesariamente el uso de intercambiadores de calor, que manejados eficientemente permiten ahorrar energía. (VALENZUELA, 2003 pág. 66)

En este capítulo se selecciona el tipo de intercambiador más adecuado acorde a las necesidades y requerimientos de la planta piloto de gasificación en agua supercrítica, que resista elevadas temperaturas y presiones; según el grado de contacto entre fluidos, la distribución de flujo, y el tipo de construcción, comparando las cualidades y aptitudes de cada uno de los diferentes tipos de intercambiadores de calor.

3.2 Tipos de intercambiadores de calor

3.2.1 *Por el grado de contacto entre fluidos.* La clasificación más general que puede realizarse de los cambiadores de calor, se efectúa atendiendo al grado de contacto entre los fluidos. Según este criterio, tenemos tres categorías importantes:

- *Regeneradores.* Los regeneradores son intercambiadores en donde un fluido caliente fluye a través del mismo espacio seguido de uno frío en forma alternada, con tan poca mezcla física como sea posible entre las dos corrientes.

- *Intercambiadores de tipo abierto.* Como su nombre lo indica, los intercambiadores de calor de tipo abierto son dispositivos en los que las corrientes de fluido de entrada fluyen hacia una cámara abierta, y ocurre una mezcla física completa de las corrientes. Las corrientes caliente y fría que entran por separado a este intercambiador salen mezcladas en una sola.
- *Intercambiadores de tipo cerrado, o recuperadores.* Los intercambiadores de tipo cerrado son aquellos en los cuales ocurre transferencia de calor entre dos corrientes fluidas que no se mezclan o que no tienen contacto entre sí. Las corrientes de fluido que están involucradas en esa forma están separadas entre sí por una pared de tubo, o por cualquier otra superficie. (LÓPEZ pág. 1)

3.2.2 *Por la distribución de flujo.* En consecuencia, la transferencia de calor ocurre por la convección desde el fluido más caliente a la superficie sólida, por conducción a través del sólido y de ahí por convección desde la superficie sólida al fluido más frío. Los intercambiadores de calor se pueden clasificar además, basándose en la distribución de flujo. Tenemos cuatro tipos de configuraciones más comunes en la trayectoria del flujo.

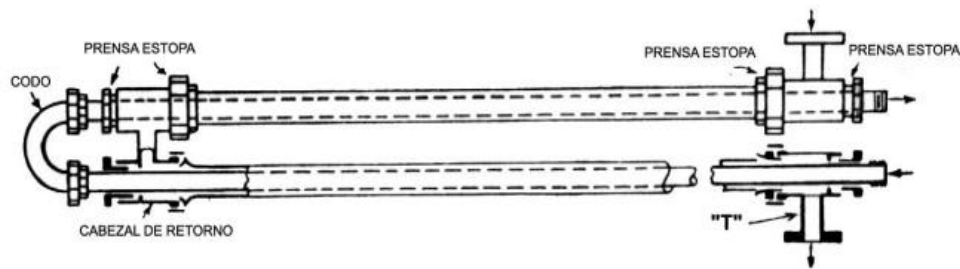
- *En la distribución de flujo en paralelo,* los fluidos caliente y frío, entran por el mismo extremo del intercambiador, fluyen a través de él en la misma dirección y salen por el otro extremo.
- *En la distribución en contracorriente,* los fluidos caliente y frío entran por los extremos opuestos del intercambiador y fluyen en direcciones opuestas.
- *En la distribución en flujo cruzado de un solo paso,* un fluido se desplaza dentro del intercambiador perpendicularmente a la trayectoria del otro fluido.
- *En la distribución en flujo cruzado de paso múltiple,* un fluido se desplaza transversalmente en forma alternativa con respecto a la otra corriente de fluido. (LÓPEZ págs. 1,2)

3.2.3 *Por su tipo de construcción.* Debido a la gran variedad de procesos en el que se utilizan los equipos de transferencia de calor; se los puede considerar de acuerdo a su tipo de construcción, como se enlista a continuación: (SALAZAR, 2001 págs. 2-7)

A continuación se hace una breve descripción de cada uno de los equipos por su tipo de construcción:

3.2.3.1 *Intercambiadores de doble tubo.* Son los equipos de transferencia de calor más sencillos que existen, y están formados por dos tubos concéntricos, como lo muestra la Figura 13. Las características favorables de éste equipo son su bajo costo, su simpleza de construcción y sus necesidades de mínimo mantenimiento. Una de sus principales aplicaciones se encuentra en el manejo de sustancias corrosivas.

Figura 13. Intercambiador de calor de doble tubo



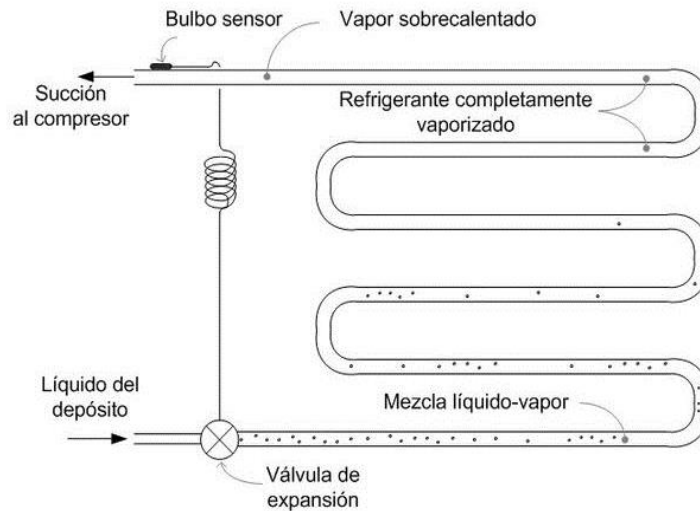
Fuente: INSTITUTO BENINSON. Conceptos sobre Mecanismos de Transferencia de Calor, aire húmedo y mecánica de fluidos. Pág. 19

3.2.3.2 *Intercambiadores de tipo evaporativo.* Estos equipos pueden usarse como condensadores o enfriadores de gases. El fluido de enfriamiento es agua que se rocía sobre los tubos por los que en el interior circula el fluido a condensar o a enfriar. El calor transmitido produce la evaporación de agua, por lo que necesita de una reposición permanente. El uso de estos equipos se encuentra principalmente en pequeñas plantas de refrigeración. En la Figura 14 se muestra una descripción esquemática del equipo.

3.2.3.3. *Intercambiadores de placas.* Están formados por placas colocadas paralelamente y montadas en marcos fijos que a la vez actúan como repartidores y separadores de los fluidos manejados. En la Figura 15 se muestra esquemáticamente éste tipo de equipos. Entre sus ventajas se pueden citar su facilidad de limpieza y su

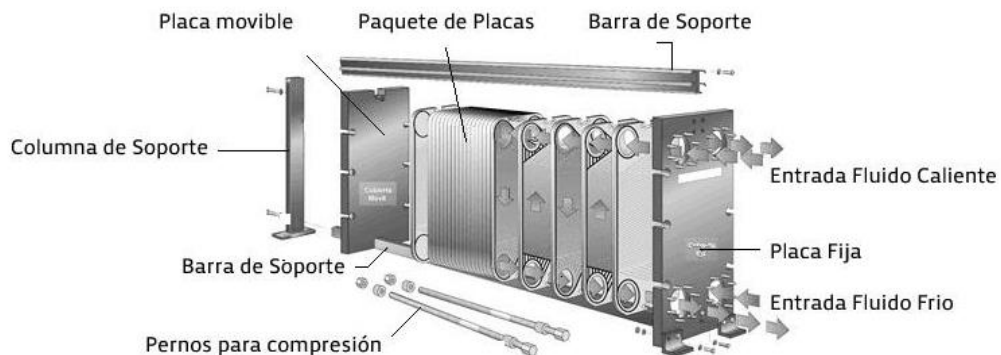
flexibilidad de modificar su superficie de transmisión de calor. Sus mayores aplicaciones se encuentran en las industrias alimenticias y farmacéuticas.

Figura 14. Intercambiador de tipo evaporativo



Fuente: WIKIPEDIA. Evaporador de expansión seca: wikipedia.org.

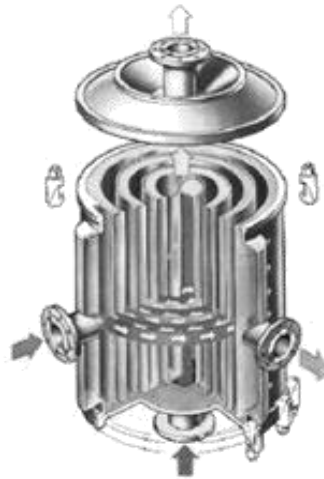
Figura 15. Intercambiador de placas



Fuente: FLOWGASKET. Gasket for plate heat exchanger

3.2.3.4. Intercambiadores de espiral. Están formados por placas enrolladas que mantienen los fluidos separados (Ver Figura 16); las placas se colocan en el interior de un recipiente cilíndrico, cerrado con tapas herméticas por ambos lados. La ventaja de estos equipos es que pueden manejar cualquier tipo de fluido, incluyendo los que contienen sólidos en suspensión. Como desventaja se presenta la dificultad de limpieza. Sus aplicaciones son a presiones moderadas y principalmente en la industria maderera.

Figura 16. Intercambiador en espiral



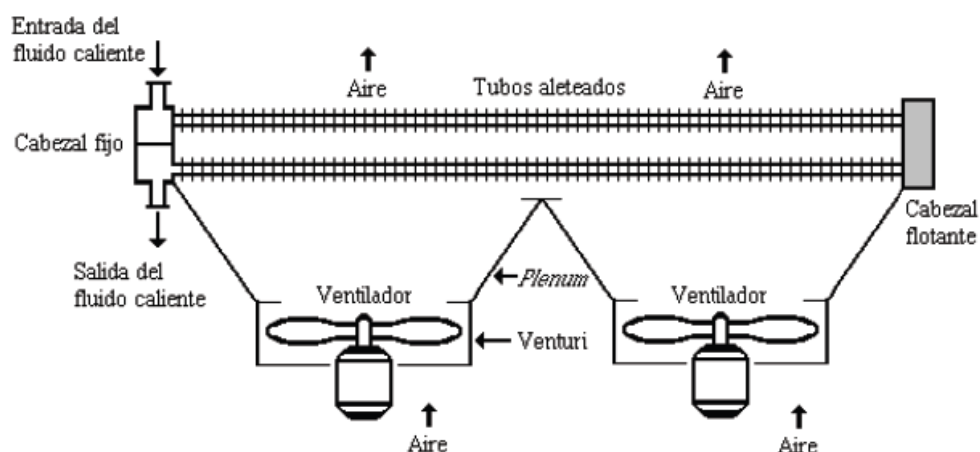
Fuente: WIKISPACES. Procesos-bio: Equipos para transmisión de calor.

3.2.3.5 Intercambiadores enfriados por aire. Están compuestos por un haz de tubos aletados externamente, montados sobre dos cabezales que hacen las funciones de distribuidor y colector de fluido. Otro elemento primordial son los ventiladores que fuerzan la circulación del aire a través de los tubos aletados. Se conocen dos tipos: de tiro forzado y de tiro inducido.

- *Intercambiadores enfriados por aire de tiro forzado.* Se muestra en la Figura 17, y su característica principal es que los ventiladores se encuentran colocados antes del paso del aire por los tubos.
- *Intercambiadores enfriados por aire de tiro inducido.* Se muestran en la Figura 18, y su arreglo característico es que los ventiladores se encuentran colocados después del paso del aire por los tubos. La ventaja de estos equipos es que pueden usarse en lugares en los que el agua es escasa o su tratamiento químico resulta muy costoso. Como desventaja se puede señalar su alto costo de adquisición.

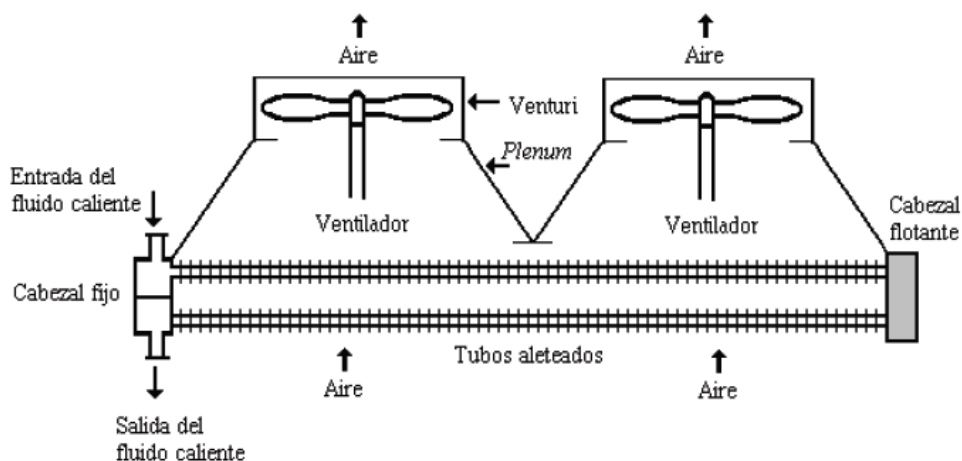
3.2.3.6 Intercambiadores de serpentín. Consiste en un serpentín colocado en un recipiente por el que circula agua de enfriamiento (Ver Figura 19). Sus principales aplicaciones se hacen en el enfriamiento de gases a alta presión, y cuando se tiene interés en detectar fugas en forma sencilla.

Figura 17. Intercambiador de enfriado por aire de tiro forzado



Fuente: GONZÁLEZ Rafael. Fabricación y validación experimental de un intercambiador de calor de tubo y coraza. p. I.3-13

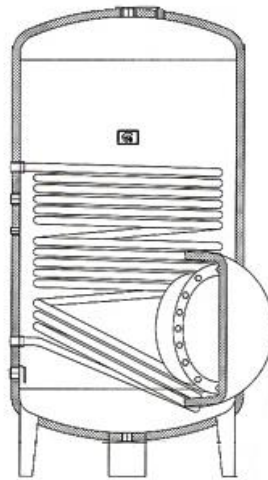
Figura 18. Intercambiador de enfriado por aire de tiro inducido



Fuente: GONZÁLEZ Rafael. Fabricación y validación experimental de un intercambiador de calor de tubo y coraza. p. I.3-13

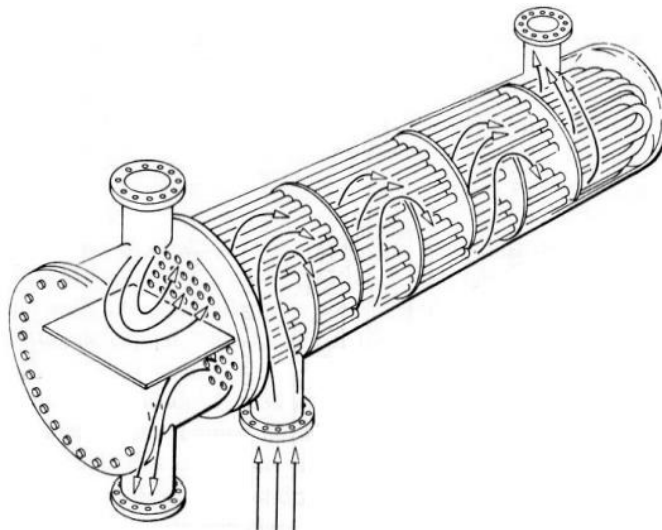
3.2.3.7 Intercambiadores de coraza y tubos. Están compuestos por un haz de tubos contenidos en el interior de una carcasa. Estos equipos tienen la ventaja de ser compactos, y de soportar presiones tan altas o mayores a 400 atm. Sin lugar a dudas es el intercambiador de calor de mayor uso en la industria; los fluidos que maneja son gases o líquidos, incluyendo cambios de fase. Existe una normalización que estudia estos equipos llamada TEMA (Tubular Exchanger Manufacturers Association).

Figura 19. Intercambiador de serpentín



Fuente: TECNOILCALOR. Interacumuladores con serpentín fijo para producción de agua caliente.

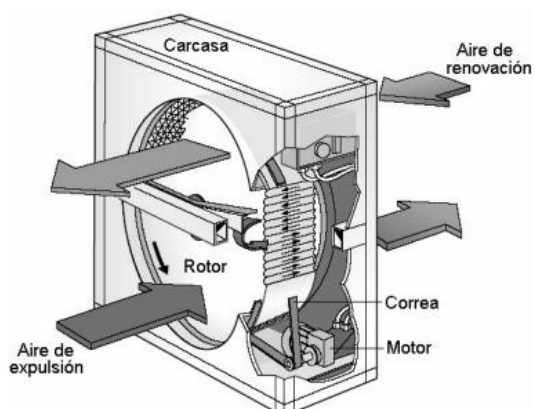
Figura 20. Intercambiador de coraza y tubos



Fuente: INSTITUTO BENINSON. Conceptos sobre Mecanismos de Transferencia de Calor, aire húmedo y mecánica de fluidos. p. 24

3.2.3.8. Intercambiadores rotatorios. La matriz metálica entra en contacto de manera alterada, con las corrientes de gases calientes y fríos, intercambiando calor de esta forma. Como ventajas de estos equipos se pueden señalar que son muy compactos, económicos, y la dirección alternada de los fluidos evita las incrustaciones. Como principal desventaja se considera la pequeña mezcla de gases que no es posible evitar.

Figura 21. Intercambiador rotatorio



Fuente: RIVAS Paulino. Ahorro energético con recuperadores de calor.

3.3 Criterios de selección a considerar

La mejor guía para la selección del tipo de intercambiador de calor a usar, es la experiencia basándose en equipos similares operando en condiciones semejantes. No obstante, si no se posee experiencia previa, deben ser tomados en cuenta algunos factores, por ejemplo: si la presión de operación está por debajo de 30 bar y la temperatura de operación por debajo de 200°C, los intercambiadores de placas deben ser tomados en consideración, particularmente el de placas empacadas. A altas temperaturas y presiones, la elección debe estar entre uno de coraza y tubos, de placas no empacadas y de doble tubo. El último es particularmente competitivo para aplicaciones que involucran pequeñas capacidades de transferencia de calor y altas presiones. En la Tabla 10 se muestra un resumen de los diferentes tipos de intercambiadores de calor; en las Tablas 11 y 12 se comparan los intercambiadores más comunes, mostrando las ventajas y desventajas de cada uno.

3.3.1 Requisitos de los intercambiadores de calor. Los intercambiadores de calor tienen que cumplir los siguientes requisitos:

1. Alta eficiencia térmica
2. Caída de presión lo más baja posible
3. Confiabilidad y expectativa de vida
4. Producto de alta calidad y una operación segura
5. Compatibilidad del material con los fluidos de proceso

6. Tamaño conveniente, para una fácil la instalación y uso fiable
7. Fácil mantenimiento y servicio
8. De peso ligero pero fuerte en la construcción para soportar las presiones operativas
9. Simplicidad de fabricación
10. Bajo costo

El intercambiador de calor debe cumplir con los requisitos normales de proceso, condiciones de servicio, de limpieza, y las condiciones de corrosión. El intercambiador debe ser fácil de mantener, esto significa elegir una configuración que permita la limpieza como se requiere y la sustitución de los tubos, juntas, y cualquier otro componente que estén dañados por la corrosión, erosión, vibración, u horas de uso.

Tabla 10. Características de los intercambiadores de calor

Tipo	Características constructivas	Aplicaciones
Tubo y Carcaza	Haz de tubos dentro de una carcaza cilíndrica, con presencia de deflectores para generar turbulencia y soportar los tubos. El arreglo de tubos es paralelo al eje longitudinal de la carcaza y puede estar fijo o ser de cabezal flotante. Tubos internos lisos o aleteados.	Multiuso. Prácticamente se amolda a cualquier servicio, por lo general es el primer intercambiador que se considera en una determinada aplicación
Enfriadores con Aire y Radiadores	Haces de tubos soportados por una estructura sobre los que sopla aire en forma cruzada. Los tubos pueden ser lisos o poseer aletas	Se emplean mucho cuando el costo del agua es elevado o cuando se requiere de una torre de enfriamiento para el agua. Condensación o enfriamiento de fluidos, sistemas de enfriamiento de vehículos.
Doble Tubo	Dos tubos concéntricos en forma de "U" u horquilla. El tubo interno puede ser liso o poseer aletas	Se utilizan cuando se requieren áreas de transferencia de calor pequeñas (100 a 200 ft ²). Son muy útiles en operaciones a altas presiones.
Láminas empacas: PHE con empacaduras	Serie de láminas corrugadas separadas entre sí por empacaduras.	Muy utilizado en la industria alimenticia, sobre todo con fluidos viscosos. Cuando se requieren condiciones sanitarias extremas.
Láminas empacas: PHE sin empacaduras	Serie de láminas corrugadas separadas entre sí y soldadas en sus bordes.	Manejo de fluidos viscosos y sobre todo peligrosos o a altas presiones.
Espiral	Láminas metálicas enrolladas una sobre la otra en forma de espiral	No presentan problemas de expansión diferencial. Muy empleados en servicios criogénicos y cuando se manejan fluidos muy viscosos, lodos o líquidos con sólidos en suspensión (industria del papel).

Láminas soldadas	Paquete de láminas separadas por aletas corrugadas.	Intercambio gas-gas o gas-líquido. El fluido que va por la parte de las aletas debe ser limpio y poco corrosivo.
Superficie raspadora	Tubos concéntricos, provistos de cuchillas raspadoras rotatorias ubicadas en la pared externa del tubo interno, las cuales sirven para limpiar la superficie de transferencia de calor.	Muy utilizada cuando se opera con fluidos que se solidifican o cristalizan al enfriarse.
Bayoneta	Dos tubos concéntricos. El tubo interno se utiliza para suplir de fluido al anillo localizado entre el tubo externo y el interno.	Se emplea, generalmente, cuando hay una diferencia de temperatura entre el fluido de los tubos y el del anillo, sumamente elevada.
Enfriadores de película descendente	Consisten en tubos verticales por dentro de los cuales desciende agua en forma de película	Enfriamientos especiales
Enfriadores de serpentín	Serpentines metálicos sumergidos en un recipiente con agua	Enfriamientos de emergencia
Condensadores barométricos	Torres donde se produce el contacto directo entre agua y vapor	Se emplean cuando no se mezclan el agua y el fluido de proceso a enfriar
Enfriadores de cascada	Se rocía agua sobre una serie de tubos que contienen el fluido de proceso	Para enfriar fluidos de proceso muy corrosivos
Grafito impermeable	Equipos contruidos con grafito	Se emplean en servicios altamente corrosivos

Fuente: GONZÁLEZ Rafael. Fabricación y validación experimental de un intercambiador de calor de tubo y coraza. p. I.3-15 y 16

Tabla 11. Intervalos de operación para los intercambiadores más comunes

Tipo de intercambiador	Temperatura máxima de operación (°C)	Presión máxima de operación (kPa)	Superficie de intercambio de calor (m ²)	Observaciones
Tubo y carcasa	-200 a 700	35.000	5 a 1000	Versátil. Se usa para casi cualquier aplicación, independientemente de la tarea a realizar, temperatura y presión. Limitaciones de tipo metalúrgico.
PHE con empacaduras	-40 a 180	3.000	1 a 1.200	Alta eficiencia térmica, flexible, bajo ensuciamiento, compacto, bajo peso, sin vibración, fácil mantenimiento. El material de la empacadura puede limitar el tipo de fluido de trabajo. Usualmente es la unidad más barata para unas condiciones de operación dadas.
PHE sin empacaduras	-200 a 980 (dependiendo del tipo)	35.000	hasta 10.000	Es una alternativa a los intercambiadores de tubo y coraza y los PHE sin empacaduras, siempre y cuando se pueda realizar una limpieza química sin dificultad. Su uso está limitado por la diferencia de presión entre los dos fluidos (entre 4.000-8.000 kPa, dependiendo del tipo del fluido)
SHE	400	20	0,5 a 350	Alta eficiencia térmica, bajo ensuciamiento, fácil mantenimiento. Puede manejar suspensiones, barros y líquidos fibrosos.

Fuente: GONZÁLEZ Rafael. Fabricación y validación experimental de un intercambiador de calor de tubo y coraza. p. I.3-17

Tabla 12. Comparación entre los intercambiadores de calor más comunes

Aspecto a comparar	Tubo y coraza	PHE	SHE
Respuesta en operaciones líquido-líquido	Altos coeficientes globales de transferencia de calor para $Re > 2.100$.	Altos coeficientes globales de transferencia de calor para $Re > 10$.	
Resistencia	Alta	Baja	Media
Área de transferencia de calor	Grande	Muy grande	Mediana
Costos básicos	Altos	Bajos	Altos
Mantenimiento	Difícil de inspeccionar, limpieza química muy buena por la carcasa y aceptable o pobre por los tubos. Limpieza mecánica prácticamente imposible. Reparaciones aceptables.	Completamente accesible para inspección, limpieza química y manual. Fácil reemplazo de todas sus partes.	La inspección varía de buena a pobre. Limpieza química muy buena. Limpieza mecánica varía de buena a pobre. Reparación pobre.
Limitaciones de espacio y peso (para la misma operación)	Requiere de un espacio considerable y además un espacio amplio para mantenimiento.	Ligeras y ocupan poco espacio. No requieren de espacio adicional para mantenimiento.	Ligeras y ocupan menos espacio que tubo y carcasa.
Diferencia de temperatura mínima entre los fluidos	Hasta 5 °C.	Hasta 1 °C.	No especificado.
Temperatura de operación	No tiene restricciones específicas.	32 a 66 °C usando empacaduras de caucho. -40 a 127 °C usando empacaduras de asbesto comprimido.	No tiene restricciones específicas.
Caída de presión (a velocidad promedio y longitud de flujo comparables)	Baja.	Alta (hasta 100 veces mayor que la de tubo y carcasa).	Media.
Niveles de presión	Dependiendo del diseño.	Generalmente de 0,1 a 1,6 Mpa, pudiendo llegar hasta 2,5 Mpa.	Alrededor de 2 Mpa.
Aplicaciones	Intercambio de calor líquido-líquido. Calentamiento de vapores. Condensación. Rehervidores de baja a media viscosidad y bajo ensuciamiento.	Intercambio de calor líquido-líquido. Calentamiento de vapores a baja presión (menores a 450 kPa). Plantas de enfriamiento en corrientes de procesos. Operación con fluidos muy corrosivos, de cualquier viscosidad o con ensuciamiento medio. Para expansiones programadas.	Intercambio de calor en gases a altas temperaturas. Rehervidores. Condensadores. Bajas presiones (menos de 1.100 kPa). Opera con fluidos de cualquier viscosidad y fluidos muy sucios.

Fuente: GONZÁLEZ Rafael. Fabricación y validación experimental de un intercambiador de calor de tubo y coraza. p. I.3-19

3.4 Datos de entrada impuestos para la selección del intercambiador

Los datos a continuación son impuestos, con un criterio técnico, según investigaciones sobre resultados de plantas industriales y pilotos para gasificación de biomasa a condiciones críticas y supercríticas, mencionados en el marco teórico. Algunos valores se tomaron como referencia a los datos experimentales de la planta piloto de VERENA mostrados en la Tabla 5.

- **Datos:**

Presión proveniente de la bomba de alimentación de biomasa: $P_1 = 3230 \text{ psi}$

Presión que entra al intercambiador proveniente del reactor (vapor): $P_2 = 3000 \text{ psi}$

Temperatura de entrada de la mezcla de biomas y agua: $t_1 = 20^\circ\text{C}$

Temperatura de entrada al intercambiador proveniente del reactor: $T_1 = 600^\circ\text{C}$

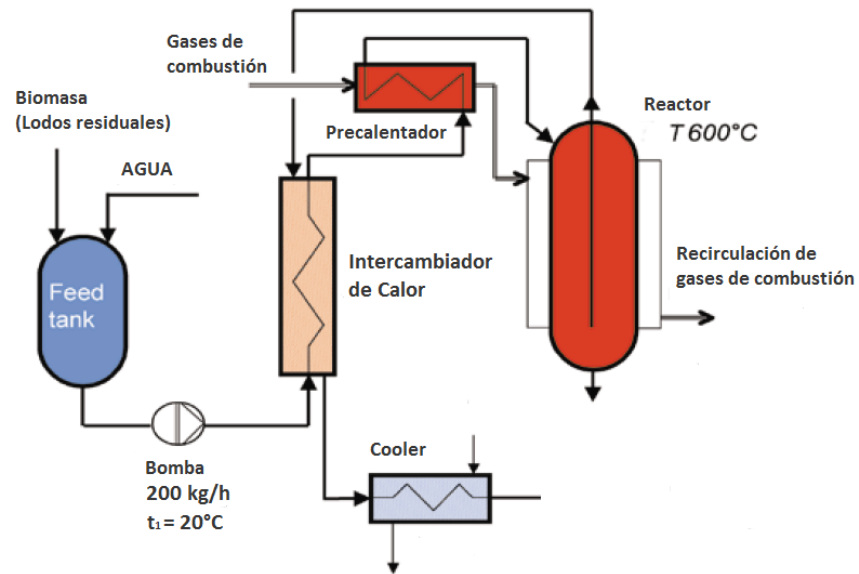
Temperatura de entrada al intercambiador proveniente del reactor $T_2 = 375^\circ\text{C}$

Flujos máscicos de (agua) y fluido proveniente del reactor (vapor): $\dot{M} = 200 \text{ kg/h}$

Con estos datos tendremos un pequeño pero claro concepto de qué tipo de intercambiador podríamos necesitar, teniendo en cuenta que la imposición de los datos también fue a base de investigación y con criterio técnico. Con las características y comparaciones antes mencionados, nos ayudaran a un mejor criterio de selección y diseño del intercambiador de calor apropiado.

3.4.1 Selección del tipo de intercambiador de calor. Según los criterios dados para la selección de intercambiadores de calor adecuado a los requerimientos y a pesar de la existencia de muy diversos tipos, **se optó por un intercambiador de coraza y tubos** por la amplia bibliografía y versatilidad de diseños que se encuentran, ya que este tendrá condiciones extremas de operación en presión, temperatura, y por ende el material de construcción debe ser especial, siendo este tipo más viable al dar un criterio adecuado para su diseño. Las tablas comparativas especifican que este tipo es un intercambiador de calor que se amolda a cualquier servicio, ya que tienen alta resistencia, no tienen restricciones específicas para temperaturas de operación, baja caída de presión, y muy útiles para presiones altas.

Figura 22. Diagrama de flujo de los equipos que intervendrán directamente sobre el intercambiador de calor a diseñar de una planta de gasificación supercrítica de biomasa



Fuente: Autor

CAPÍTULO IV

4. PARÁMETROS DE DISEÑO PARA EL INTERCAMBIADOR DE CALOR SELECCIONADO

4.1 Intercambiadores de calor de coraza y tubos

En base a los puntos expuestos en la sección anterior, se decidió que este tipo de intercambiador de calor es el apropiado según las características y condiciones de diseño requeridos ya mencionados.

Todos los elementos que entran en el diseño del intercambiador, han sido objeto de una normalización publicada por TEMA (Estándar of Tubular Exchanger Manufacturers Association) y ASME sección VII división 1, que especifican las características mecánicas y térmicas correspondientes a las diversas condiciones de funcionamiento y diseños de recipientes a presión respectivamente.

4.1.1 *Usos de los intercambiadores de calor de coraza y tubos.* Son diversos los usos que se le pueden acreditar a cada uno de los tipos de intercambiadores de coraza y tubos existentes, pero en general, los intercambiadores son usados para recuperar calor entre dos corrientes en un proceso. Para los intercambiadores de calor de coraza y tubos, algunos de los usos que se conocen son los siguientes:

- Vapor/Agua, para condensar vapor y/o calentar agua.
- Vapor/Combustóleo, para calentar combustóleo en tanques de almacenamiento, fosas de recepción y estaciones de bombeo.
- Aire/Agua, para enfriar aire como Post-enfriadores de compresos de aire (alter - coolers).
- Refrigerante/Agua, para condensar refrigerantes.
- Intercambiadores de calor para procesos químicos y/o petroquímicos; fabricados en acero al carbón, acero inoxidable y/o aceros especiales.

- Chillers (Intercambiadores de calor para enfriar agua con gas refrigerante)
- Inter – Enfriadores y Post – Enfriadores para compresores.

4.1.2 *Clasificación de intercambiadores de calor de coraza y tubos.* Según estándares publicados por TEMA: Las partes a presión de un intercambiador de calor de coraza y tubo están diseñados de acuerdo con un código de diseño de recipientes a presión, como ASME, BS-31.1, y así sucesivamente, pero un código de diseño de recipiente a presión por sí solo no se puede esperar que haga frente a todas las características especiales de los intercambiadores de calor de coraza y tubos. Para dar orientación y protección a los diseñadores, fabricantes y compradores por igual, un código adicional es deseable, para establecer normas mínimas para el diseño, materiales, espesores, la corrosión, la fabricación, las tolerancias, comprobación, inspección, instalación, operación, mantenimiento y garantías para estos intercambiadores.

TEMA es aplicable a los intercambiadores de calor de coraza y tubos con las siguientes limitaciones:

Diámetro de la coraza inferior o igual a 1524 mm

- La presión no exceda de 21 MN/m²
- Producto: (diámetro de la coraza)x(presión) = no superior a 10500 (mm x MN/m²)

Hay tres clases mecánicas según TEMA:

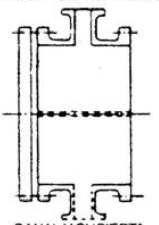
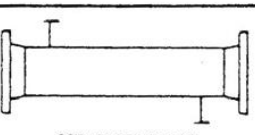
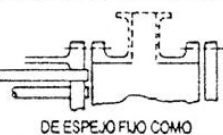
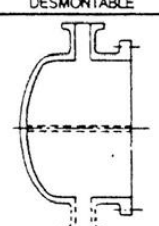
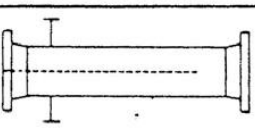
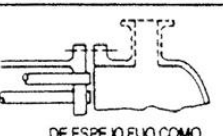
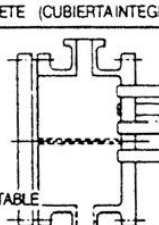
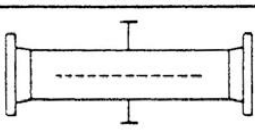

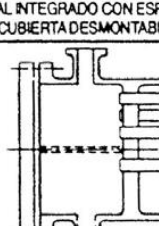
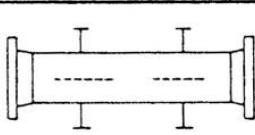


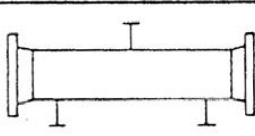
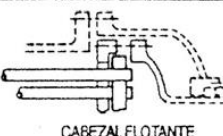
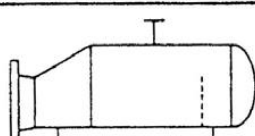
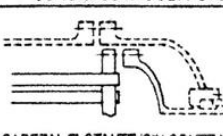
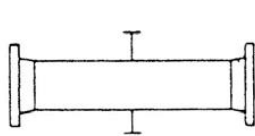
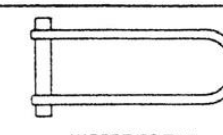
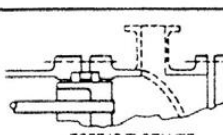
- Clase R: Requisitos generalmente severos de procesos de petróleo y aplicaciones relacionadas.
- Clase C: Generalmente para requisitos moderados de aplicaciones en procesos comerciales y generales.
- Clase B: Servicio de procesos químicos. (BEGELL HOUSE INC., 1998).

4.1.3 *Partes y características de un intercambiador de coraza y tubos en relación a los parámetros del diseño.*

4.1.3.1 *Designación de corazas y cabezales.* TEMA proporciona un simple sistema de con respecto al tipo de intercambiador: cabezal estacionario extremo, cabezal posterior

extremo, y la configuración de las boquillas en la coraza. Los equipos de transferencia de calor pueden ser designados por el tipo o por la función que realiza. La nomenclatura de los componentes del intercambiador de calor se resume en la Tabla 13.

Tabla 13. Designación de corazas y cabezales según TEMA

	TIPOS DE CABEZAL ESTACIONARIO, EXTREMO FRONTAL		TIPOS DE CORAZAS		TIPOS DE CABEZALES, EXTREMO POSTERIOR
A	 CANAL Y CUBIERTA DESMONTABLE	E	 CORAZA DE UN PASO	L	 DE ESPEJO FUO COMO EL CABEZAL ESTACIONARIO "A"
B	 CASQUETE (CUBIERTA INTEGRADA)	F	 CORAZA DE DOS PASOS CON DEFLECTOR LONGITUDINAL	M	 DE ESPEJO FUO COMO EL CABEZAL ESTACIONARIO "B"
C	 SOLO HAZ DE TUBOS DESMONTABLE CANAL INTEGRADO CON ESPEJO Y CUBIERTA DESMONTABLE	G	 DE FLUJO PARTIDO	N	 DE ESPEJO FUO COMO EL CABEZAL ESTACIONARIO "N"
N	 CANAL INTEGRADO CON ESPEJO Y CUBIERTA DESMONTABLE	H	 DE FLUJO PARTIDO DOBLE	P	 CABEZAL FLOTANTE CON EMPAQUE EXTERIOR
D	 CIERRE ESPECIAL A ALTA PRESIÓN	J	 DE FLUJO DIVIDIDO	S	 CABEZAL FLOTANTE CON DISPOSITIVO DE APOYO
		K	 REHERVIDOR DE CALDERA	T	 CABEZAL FLOTANTE SIN CONTRABRIDA
		X	 FLUJO CRUZADO	U	 HAZ DE TUBO EN U
				W	 ESPEJO FLOTANTE SELLADO EXTERNAMENTE

Fuente: GONZÁLEZ Rafael. Fabricación y validación experimental de un intercambiador de calor de tubo y coraza. p. I.2-7

En la Tabla 14, podemos observar la nomenclatura de las partes de diferentes intercambiadores de calor de coraza y tubos según el tipo de cabezal y coraza.

Tabla 14. Nomenclatura de los componentes de los intercambiadores de calor de coraza y tubos (aplicable a las figuras 23, 24, 25 y 26)

Nomenclatura de los componentes de los intercambiadores de calor de coraza y tubos			
N°	Componente	N°	Componente
1	Coraza	16	Boquilla del cabezal estacionario
2	Cubierta cóncava de cabezal posterior	17	Brida de cubierta de cabezal estacionario
3	Espejo flotante	18	Brida del espejo del cabezal estacionario
4	Cubierta del cabezal flotante	19	Brida de coraza en el cabezal estacionario
5	Anillo de apoyo del cabezal flotante	20	Brida de la coraza en el cabezal posterior
6	Brida de la cubierta del cabezal flotante	21	Brida del cabezal posterior en la coraza
7	Cubierta del cabezal estacionario	22	Cilindro del cabezal posterior
8	Bielas y espaciadores	23	Cilindro del cabezal estacionario
9	Deflector	24	Empaque
10	Espejo estacionario	25	Anillo seguidor de empaque
11	Tabiques de separación de paso	26	Brida con caja de empaque
12	Tubos	27	Faldón de espejo estacionario
13	Albardilla de soporte	28	Brida de apoyo contra deslizamiento
14	Fuelles de expansión	29	Anillo de cizalla dividido
15	Boquilla de la coraza	30	Anillo de cierre hidráulico

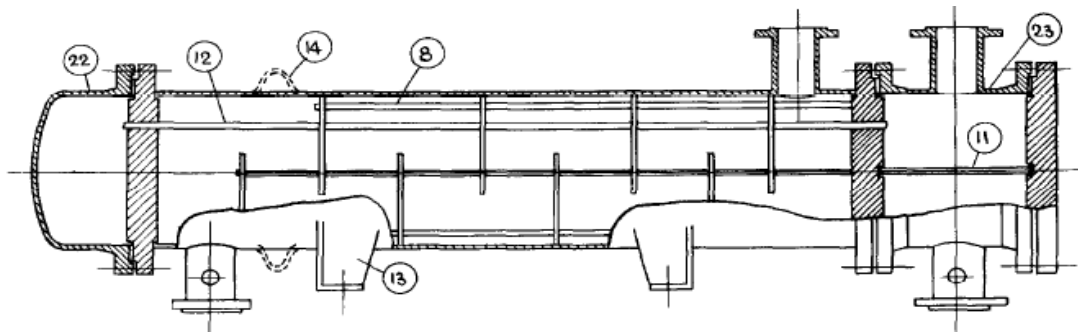
Fuente: SAUNDERS E. Heat Exchanger Design Handbook. p. 4.2.3-1

4.1.3.2 Cabezales de extremo posterior

- **Espejos fijos o cabezal fijo (tipo L, M o N).** En este tipo, que se muestra en la Figura 23, los espejos están soldados a la coraza. Si se retiran las cubiertas del cabezal o el cabezal por completo en cada extremo, se obtiene el acceso a los extremos de los tubos, y el interior de los tubos se puede limpiar por medios mecánicos. Como el haz de tubos no se puede quitar, la limpieza de la parte exterior de los tubos se lleva a cabo usualmente por medios químicos. El tipo de placa tubular fija se limita a aplicaciones donde el fluido del lado de la coraza no es contaminado, cualquier fluido incrustante debe pasar a través de los tubos.

La combinación de temperaturas y coeficientes de expansión térmica de la coraza y tubos durante el servicio puede causar un movimiento diferencial entre ellos. Si el movimiento diferencial es excesivo, los tubos se aflojarán en los espejos y por tanto es importante comprobar el diseño de la placa de tubos contra todos los movimientos diferenciales que puedan producirse.

Figura 23. Intercambiador de espejo fijo

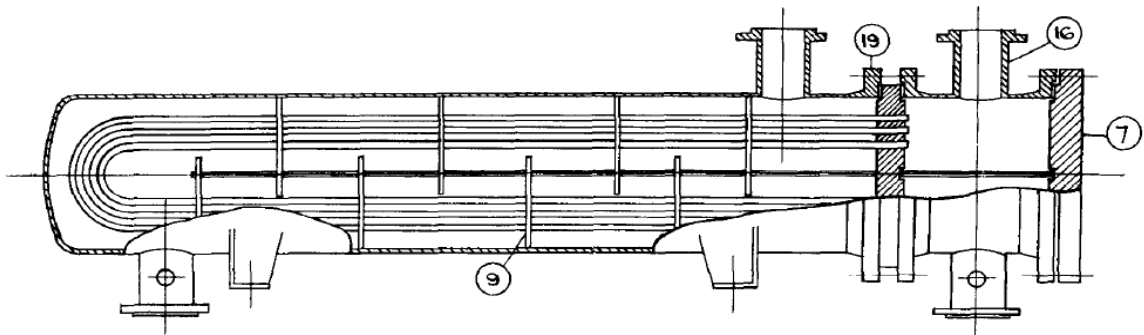


Fuente: SAUNDERS E. Heat Exchanger Design Handbook. p. 4.2.3-3

- ***U o tubo de horquilla (tipo U).*** El tipo de tubo en U o de horquilla, que se muestra en la Figura 24, tiene un espejo con cada tubo libre de moverse con respecto a la coraza, lo que elimina cualquier problema de movimiento diferencial entre tubos y coraza. Como el haz de tubos puede ser retirado, el exterior de los tubos se puede limpiar por medios mecánicos, pero la limpieza química es usualmente necesaria para el interior de los tubos. El tipo de tubo en U se limita a aplicaciones en las que el fluido del lado del tubo es sin ensuciamiento, los líquidos incrustantes deben ir a través de la coraza. El número de tubos alojados dentro de un determinado diámetro de la coraza es ligeramente menor que el de tipo de espejos fijos, porque hay un límite práctico para el radio de curvatura de los tubos en U más internos.
- ***Cabezal flotante con anillo dividido de apoyo (tipo S).*** En los cabezales flotantes con anillo de apoyo dividido, que se muestra en la Figura 25, permiten el movimiento diferencial entre la coraza y los tubos, y permite también el retiro por completo del haz de tubos. El conjunto de cabezal flotante (brida, la cubierta, la placa de tubos, y el anillo de soporte) se encuentra más allá de la coraza principal en una cubierta de la coraza de mayor diámetro.

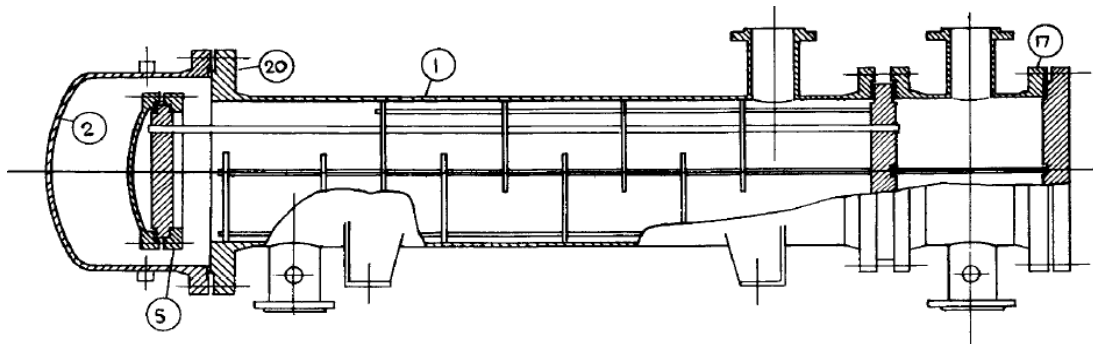
El acceso a los extremos del tubo en el extremo estacionario se consigue quitando la cubierta fija de cabeza o la cabeza completa. El interior de los tubos puede entonces ser limpiado en su sitio, o el haz completo puede ser retirado para la limpieza o para su reparación.

Figura 24. Intercambiador de tubos en U



Fuente: SAUNDERS E. Heat Exchanger Design Handbook. p. 4.2.3-4

Figura 25. Intercambiador con anillo de apoyo dividido



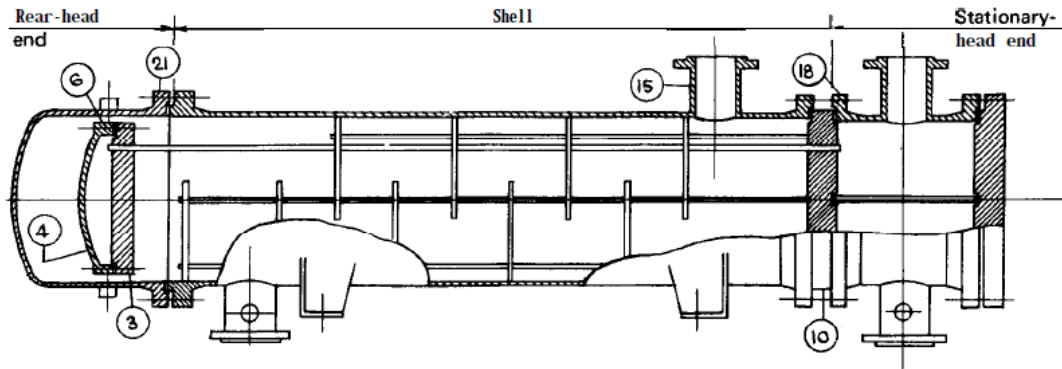
Fuente: SAUNDERS E. Heat Exchanger Design Handbook. p. 4.2.3-5

- **Cabezal flotante sin contrabrida (Tipo T).** La Figura 26 muestra que el cabezal flotante sin contrabrida es de construcción similar a la de tipo de anillo de apoyo dividido, excepto que la brida de la tapa del cabezal flotante está atornillada directamente al espejo flotante. Este último se aumenta de diámetro para que coincida la brida de la cabeza flotante al diámetro exterior, y no se requiere un anillo de apoyo dividido.

El tipo de cabezal flotante sin contrabrida alberga el menor número de tubos en un diámetro de coraza que todos los tipos. La ventaja del cabezal sin contrabrida, en comparación con el de anillo de apoyo, es que el haz de tubos puede ser retirado

de la coraza sin la eliminación de la coraza o ya sea la cubierta del cabezal flotante, lo que reduce el tiempo de mantenimiento.

Figura 26. Intercambiador de cabezal flotante sin contrabrida



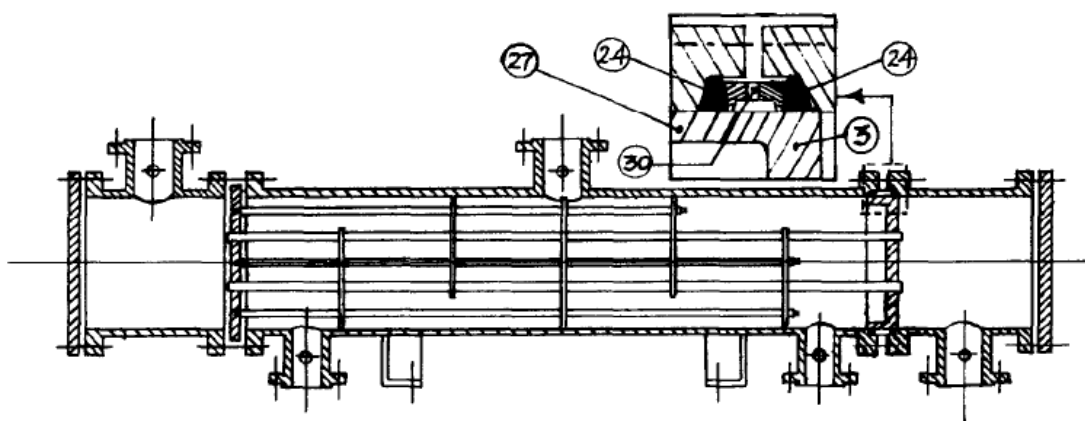
Fuente: SAUNDERS E. Heat Exchanger Design Handbook. p. 4.2.3-6

- ***Espejo flotante sellado externamente (Tipo W).*** La función del intercambiador de cabeza flotante sellada externamente, que se muestra en la Figura 27, es que la separación de los fluidos de la coraza y los tubos secundarios en el cabezal flotante se obtenga por medio de anillos instalados entre el exterior de los espejos y las cavidades de las bridas del cabezal flotante posterior.

Este tipo de intercambiador proporciona todas las ventajas de construcción de un cabezal flotante en la que el interior de los tubos se puede limpiar en el mismo sitio, todo el conjunto puede ser retirado para la limpieza o el reemplazo completo, y el movimiento diferencial entre la coraza y tubos puede ser acomodado; además, no hay juntas internas. Aunque esta construcción es la más barata de los tipos de cabezal flotante, su uso está limitado a servicios no letales y bajas presiones.

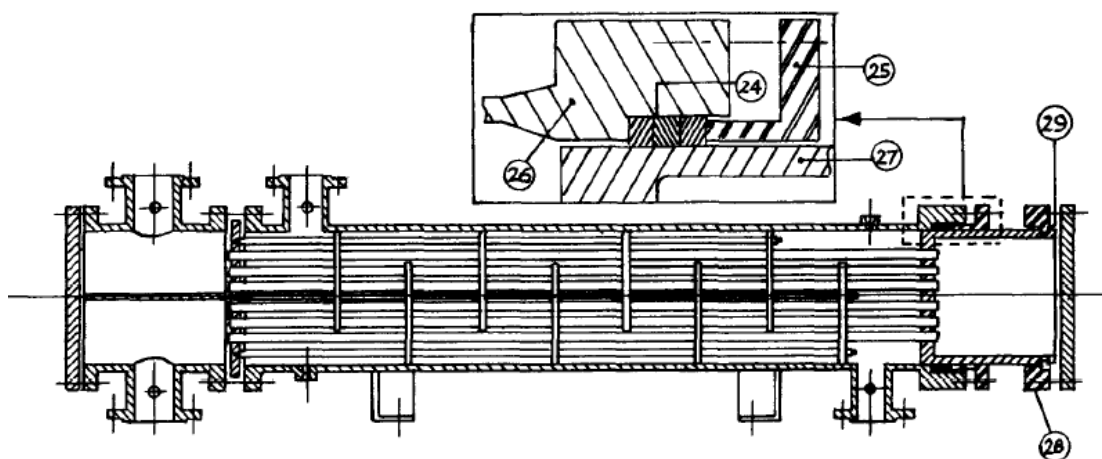
- ***Cabezal flotante con empaque exterior (Tipo P).*** Otro tipo de intercambiador de cabezal flotante se muestra en la Figura 28. Para contener el fluido del lado del tubo en el cabezal flotante, un extremo de un cuerpo cilíndrico (faldón) está soldado a la periferia del espejo flotante. La brida de soporte se mantiene en su lugar por un anillo de corte dividido.

Figura 27. Intercambiador de espejo flotante sellado externamente



Fuente: SAUNDERS E. Heat Exchanger Design Handbook, pág. 4.2.3-7

Figura 28. Intercambiador de cabezal flotante con empaque exterior



Fuente: SAUNDERS E. Heat Exchanger Design Handbook. p. 4.2.3-7

Este tipo de intercambiador ofrece todas las características del tipo de anillo de cierre hidráulico, con la ventaja de que no hay limitaciones para el fluido del lado del tubo o de la presión y temperatura de diseño. El fluido del lado de la coraza no debe ser letal y generalmente está limitado a aproximadamente 300°C y 2 MN/m².

4.1.3.2 Cabezales estacionarios de extremo frontal

- **Canal y cabeza desmontable (Tipo A o L).** El tipo de canal de cabezal estacionario atornillada comprende una coraza cilíndrica, con bridas en ambos extremos, una brida está atornillada a la brida de la coraza o placa de tubos estacionaria y la otra brida atornillada a una cubierta plana. La remoción de la

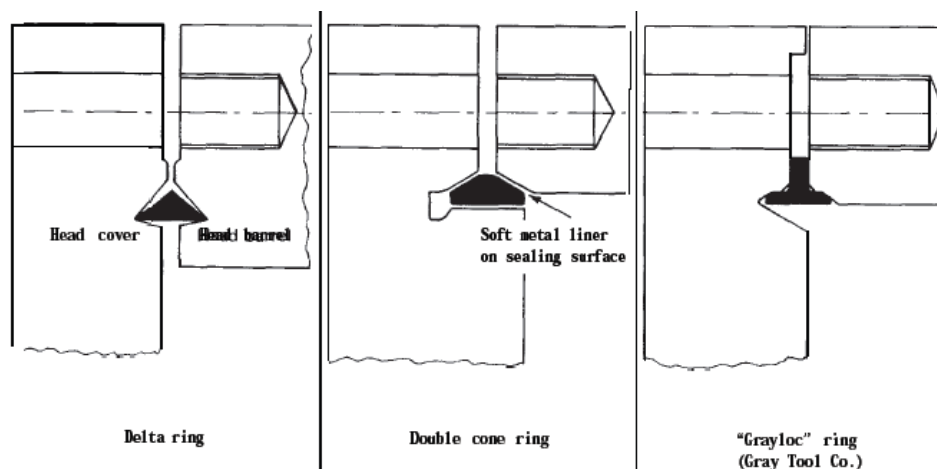
cubierta plana proporciona acceso a los extremos del tubo sin tener que romper las bridas de conexión de la tubería a las toberas. Si es necesario, el cabezal completo puede ser removido por el acceso sin restricciones a los extremos del tubo, o para retirar el haz completo. Este tipo de cabecera es deseable cuando la limpieza del interior de los tubos, se espera que sea frecuente.

- ***Casquete (Cubierta integrada) (Tipo B o M).*** Un cabezal de casquete se muestra en el extremo trasero del espejo del intercambiador fijo de la Figura 23. Los cabezales tipo casquete proporcionan una alternativa más barata a los tipos de canales atornilladas o soldados y también ofrecen acceso sin restricciones a los extremos del tubo después de removerlos. Sin embargo, es necesario romper las bridas de conexión de la tubería a las boquillas antes de la extracción, y este tipo de cabecera se utiliza generalmente en el extremo estacionario cuando se espera que la limpieza de tubos sea poco frecuente.
- ***Canal integrado con espejo y cubierta desmontable (Tipo C o N).*** Para alta presión y/o servicio letal donde es deseable minimizar el número de articulaciones externas, el tambor cilíndrico está soldado, en lugar de atornillado al espejo estacionario. Esto elimina una articulación externa, pero el acceso a los extremos del tubo para la limpieza o la reparación tiene que ser realizada en el interior del cilindro del cabezal. Es esencial para asegurar que hay espacio suficiente entre los tubos periféricos y el interior del cilindro para acomodar el equipo necesario para la fijación del extremo del tubo, reparación, y la retirada del tubo.
- ***Alta presión (Tipo D).*** Los cierres de diámetro completo de los tipos A, C, L y N de diseño convencional descritos anteriormente son satisfactorios sobre una amplia gama de combinaciones de diámetro/presión. No hay reglas obligatorias, pero un límite superior de (diámetro x presión) de 15.000(mm x MN/m²) es una guía aproximada. Sin embargo, como el diámetro de cabeza y la presión incrementan, se vuelven cada vez más difícil diseñar un práctico cierre económico de tipo convencional, que proporcione una adecuada resistencia, hermeticidad, y capacidad de servicio sin grandes tornillos. Por ejemplo, un cierre convencional, de 600mm de diámetro, es satisfactorio para una presión de 25 MN/m², pero incluso en este tamaño de cabeza modesta los tornillos tendrán un diámetro de

aproximadamente 80mm, por lo que necesitan equipos especiales para el tornillo de tensado para mejores resultados.

Cuando el cierre convencional no es factible, un método consiste en reemplazar la junta convencional con un tipo especial que utiliza la propia presión contenida a la fuerza a seguir la dilatación de la superficie de asiento. El principio se muestra en la Figura 29.

Figura 29. Auto-sellado de juntas

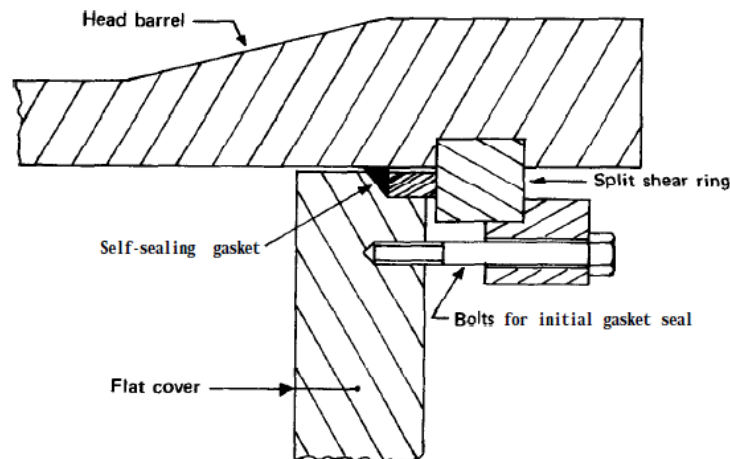


Fuente: SAUNDERS E. Shell and Tube Exchangers: Construction. p. 4.2.4-2

Aunque este diseño reduce al mínimo el riesgo de fugas, la sujeción deberá ser lo suficientemente grande como para soportar la carga hidrostática final. Cuando el atornillado se vuelve demasiado grande, se utiliza el cierre no atornillado (TEMA tipo D) donde la carga hidrostática final se toma por medio de pasadores o anillos. Existen numerosos diseños de este tipo, y el diseño de anillo dividido se muestra en la Figura 30.

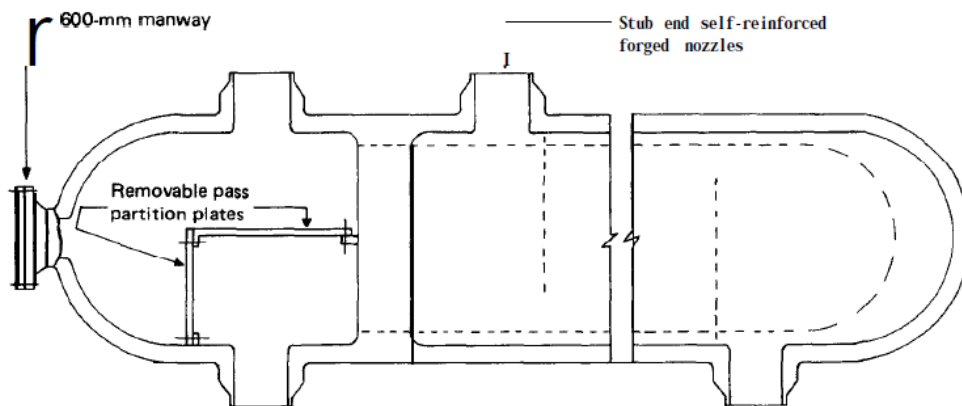
Grandes diámetros y cierres de alta presión son caros, y a veces la construcción totalmente soldada es utilizada en su lugar, como se muestra en la Figura 31. Todo el contorno y la boquilla de las bridas son eliminadas, y las boquillas del talón final están soldadas directamente a la tubería. El acceso a los cabezales y espejos es a través de bocas de inspección, por lo general de 600 mm de diámetro interior. (BEGELL HOUSE INC., 1998 págs. 4.2.4-1 a 3)

Figura 30. Cierre de anillo de cizalla



Fuente: SAUNDERS, Shell and Tube Exchangers: Construction. p. 4.2.4-2

Figura 31. Intercambiador totalmente soldado



Fuente: SAUNDERS E. Shell and Tube Exchangers: Construction. p. 4.2.4-3

4.1.3.4 Tipos de coraza. Las corazas de los intercambiadores se fabrican con un espesor normalizado y determinado según el diámetro de la coraza y la presión de trabajo correspondiente. A continuación se da una breve explicación de las características de cada tipo basados en la Tabla 13.

Tomando como base la coraza *tipo "E"*, la coraza de dos pasos *tipo "F"*, se utiliza cuando existe cruce de temperaturas y se pretende lograr una contracorriente pura entre los fluidos de tubos y coraza o bien evitar un valor bajo en el factor de corrección F al utilizar dos pasos en la coraza y más de 4 en los tubos, evitando la utilización de dos equipos en serie.

La coraza *tipo "G"* flujo splits, básicamente presenta las cualidades de la coraza *tipo "F"*, su uso principal está en la condensación de vapores. Las velocidades y la longitud de travesía en la coraza, son las mismas que para una coraza *tipo "E"*, la ventaja consiste en que el condensado se mantiene por un tiempo más largo en contacto con los tubos.

La coraza *tipo "H"* doble splits, se utiliza para reducir la caída de presión. En condensadores, la alimentación de vapor se divide en las dos boquillas de alimentación. La coraza se divide en dos compartimentos separados por un soporte transversal completo en el centro de la coraza; el vapor fluye por cada mitad de la coraza por encima de la mampara longitudinal y regresa por la parte inferior hacia la boquilla de salida y prácticamente se unen las dos salidas en una sola línea.

La coraza *tipo "K"* se utiliza para cuando se requiere generar vapor y por lo tanto, hay que mantener una parte líquida del fluido de alimentación y dejar un espacio encima del nivel del líquido para que el vapor producido pueda viajar a una velocidad suficientemente baja a fin de que las gotas de líquido que arrastra tenga la oportunidad de caer. (VALENZUELA, 2003 pág. 80)

4.1.3.5 Tubos

a) **Diámetro y espesor.** Diámetros pequeños y tubos muy juntos proporcionan unidades compactas, pero los tubos pueden ser difíciles de limpiar tanto dentro como fuera; en cambio un gran diámetro y tubos ampliamente espaciados proporcionan unidades menos compactas, pero los problemas de limpieza se reducen.

El espesor de tubo debe ser comprobado en contra de la presión interna y externa, pero los diámetros y espesores de los tubos comúnmente utilizados pueden soportar presiones considerables. Por ejemplo, un tubo de acero de 19 mm de diámetro exterior y 2.1 mm de espesor, puede soportar presiones internas y externas de 16 y 7 MN/m², respectivamente. Por lo tanto, en aplicaciones de tubo de varios espesores se seleccionan en base del costo, resistencia a la corrosión, y la estandarización en vez de la presión. Los tubos se adquieren según las

especificaciones relacionadas con el diámetro exterior y espesor nominal, en lugar del diámetro nominal, debido a las tolerancias permitidas. Los espesores típicos se ven a continuación:

Tabla 15. Espesores típicos de tubos

OD	Carbon and low-alloy steels	Stainless steels and copper alloys
15.88 mm ($\frac{5}{8}$ in)	1.65 mm (16 BWG)	1.24 mm (18 BWG)
19.05 mm ($\frac{3}{4}$ in)	2.11 mm (14 BWG)	1.65 mm (16 BWG)
25.40 mm (1 in)	2.77 mm (12 BWG)	2.11 mm (14 BWG)
31.75 mm ($1\frac{1}{4}$ in)	3.40 mm (10 BWG)	2.77 mm (12 BWG)

Fuente: SAUNDERS E. Shell and Tube Exchangers: Construction. p. 4.2.5-1

- b) Longitud.** Para un área de superficie más barata dado el intercambiador se obtiene un pequeño diámetro y el mayor largo posible, que sea coherente con la facilidad de espacios y manipulación disponibles en las instalaciones.

Partiendo de esta base, existe un incentivo para que los intercambiadores de mayor longitud posible, sean limitados solamente por la disponibilidad de los proveedores de tubos, pero los aspectos prácticos por lo general gobiernan. Haces de tubos muy largos pueden presentar dificultades en la manipulación, especialmente al momento de retirar o en la inserción en la coraza.

- c) Paso.** Excepto para pequeños diámetros de tubos y coraza, TEMA especifica que el paso de tubos/diámetro exterior no debe ser inferior a 1.25 y que para los servicios de ensuciamiento externos debe haber un espacio mínimo de 6.35 mm entre los tubos adyacentes para ayudar a la limpieza externa por medios mecánicos. Pasos típicos del tubo están en la Tabla 16.

La Figura 32 muestra cuatro orientaciones básicas de paso de tubos. Para una determinada relación de tubo paso/diámetro exterior (L_{tp}/D_t) aproximado de 1.5, los tubos pueden ser acomodados dentro de un diámetro de coraza determinado usando arreglos de 30° o 60° en comparación con los de 45° o 90°.

Además, las consideraciones de transferencia de calor se deben tener en cuenta al seleccionar el ángulo de los tubos. Para fluidos sin cambio de fase por fuera de los tubos, los ángulos típicos de paso se muestran en la Tabla 17.

- d) **Tubos bimetales.** Cuando es difícil o costoso obtener un único metal que resista la acción corrosiva de los dos fluidos, se utilizan tubos bimetálicos. Casi cualquier par de metales pueden ser emparejados entre sí para formar un tubo bimetal. En la mayoría de los casos, los espejos serán revestidos sobre la cara del lado del tubo con el mismo metal que el tubo interior. Con el fin de evitar la acción galvánica en los extremos del tubo que surge en el contacto de diferentes metales en contacto con el fluido del lado del tubo, es habitual eliminar alrededor de 20 mm del tubo exterior en cada extremo y reemplazarlo con un manguito de empalme del mismo metal del tubo interior, como se muestra en la Figura 33. (BEGELL HOUSE INC., 1998 págs. 4.2.5-1,2,3)

Tabla 16. Pasos típicos en los tubos

Tube OD	Minimum pitch	
	Clean	Fouling
15.88 mm ($\frac{5}{8}$ in)	19.84 mm ($\frac{35}{32}$ in)	22.22 mm ($\frac{7}{8}$ in)
19.05 mm ($\frac{3}{4}$ in)	23.81 mm ($\frac{15}{16}$ in)	25.40 mm (1 in)
25.40 mm (1 in)	31.75 mm ($1\frac{1}{4}$ in)	31.75 mm ($1\frac{1}{4}$ in)
31.75 mm ($1\frac{1}{4}$ in)	39.69 mm ($1\frac{2}{16}$ in)	39.69 mm ($1\frac{2}{16}$ in)

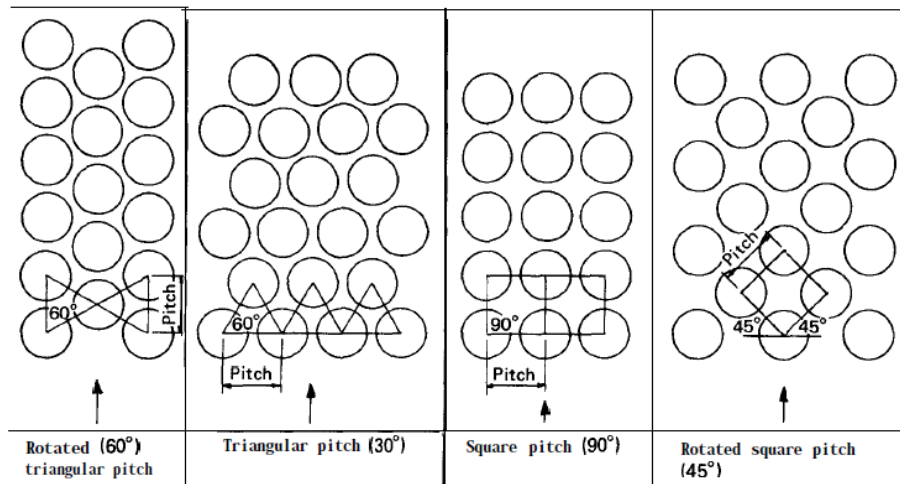
Fuente: SAUNDERS E. Shell and Tube Exchangers: Construction. p. 4.2.5-2

Tabla 17. Arreglos típicos de tubos según el tipo de fluido

Turbulent flow		Laminar flow	
Clean	Fouling	Clean	Fouling
30°	90°	30°	45°

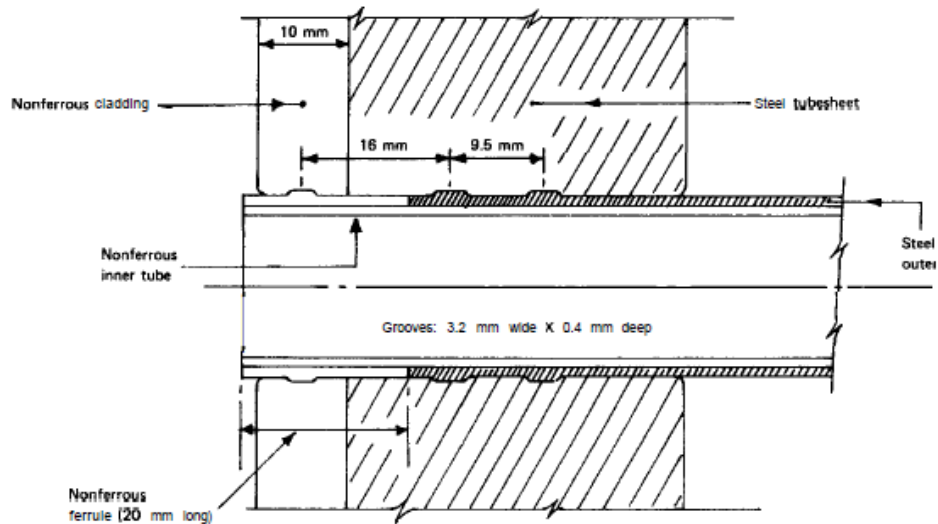
Fuente: SAUNDERS E. Shell and Tube Exchangers: Construction. p. 4.2.5-2

Figura 32. Arreglos de paso de tubo



Fuente: SAUNDERS E. Shell and Tube Exchangers: Construction. p. 4.2.5-2

Figura 33. Expansión de rodillo para bimetel



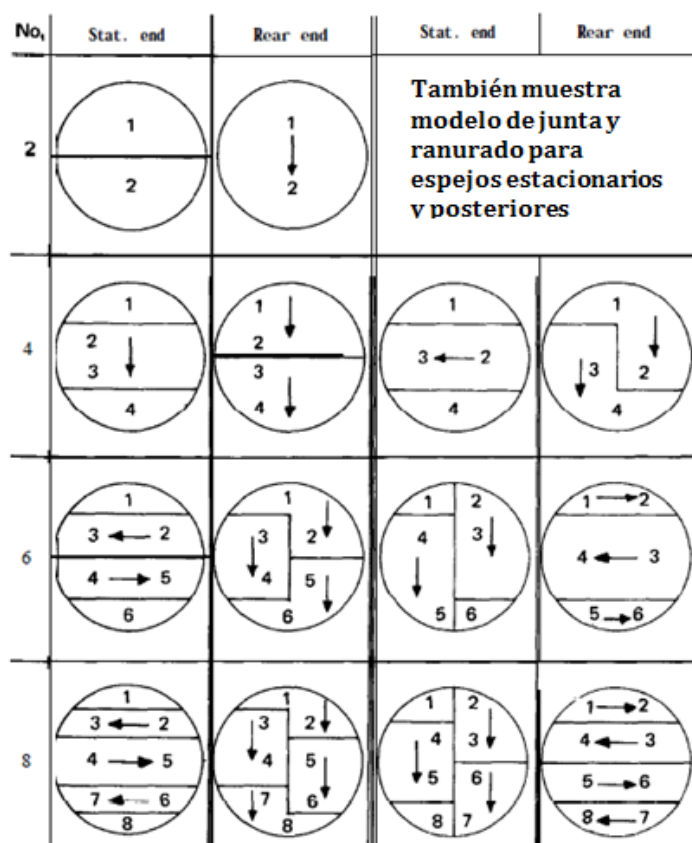
Fuente: SAUNDERS E. Shell and Tube Exchangers: Construction. p. 4.2.6-7

4.1.3.6 Pasos de tubos

- a) **Placas divisorias de paso.** Cada travesía del fluido del lado del tubo de un extremo del intercambiador al otro, se denomina paso. Los cabezales están provistos de placas metálicas planas, conocidas como placas de separación, que dividen la cabeza en compartimentos separados.

El espesor de placas de separación de paso depende del diámetro de la cabeza, pero es generalmente 9 a 16 mm para el aceros al carbono y de baja aleación, y de 6 a 13 mm para las aleaciones más caras. A excepción de cabezales de *tipo D* y otras especiales de alta presión, las placas de separación están siempre soldadas al cilindro del cabezal y también al espejo adyacente, según sea apropiado, o si bien se suelda a la coraza. Si el espejo o cubierta no está soldada al cabezal, el espejo o cubierta se ranura y el borde de la placa divisora se sella por una junta incrustada en los surcos. Las disposiciones típicas de paso se muestran en la Figura. 34, que muestra también la forma de las juntas del cabezal y el ranurado requerido en los espejos y tapas. (BEGELL HOUSE INC., 1998 págs. 4.2.5-3)

Figura 34. Distribución de las placas divisoras para los pasos de tubo



Fuente: SAUNDERS E. Shell and Tube Exchangers: Construction. p. 4.2.5-4

- b) Número de pasos.** Un intercambiador de espejos fijos (*tipo L, M y N*) y de cabezal flotante con empaque exterior (*tipo P*) puede tener cualquier número de pasos; de uno, dos, cuatro, seis, y ocho pasos son los más comunes, de tres y cinco pasos, aunque permisibles, se usan con menos frecuencia. Un intercambiador de

tubo en U debe tener un número par de pasos. El número de pasos en un intercambiador de cabeza flotante con anillo de cierre (*tipo W*) está limitada a uno o dos, y en este último caso los inyectores secundarios de tubo deben estar en el extremo estacionario. El número de pasos en los intercambiadores de cabeza flotante de anillo de apoyo dividido (*tipo S*) y sin contrabrida (*tipo T*) suele ser un número par. (BEGELL HOUSE INC., 1998 págs. 4.2.5-3)

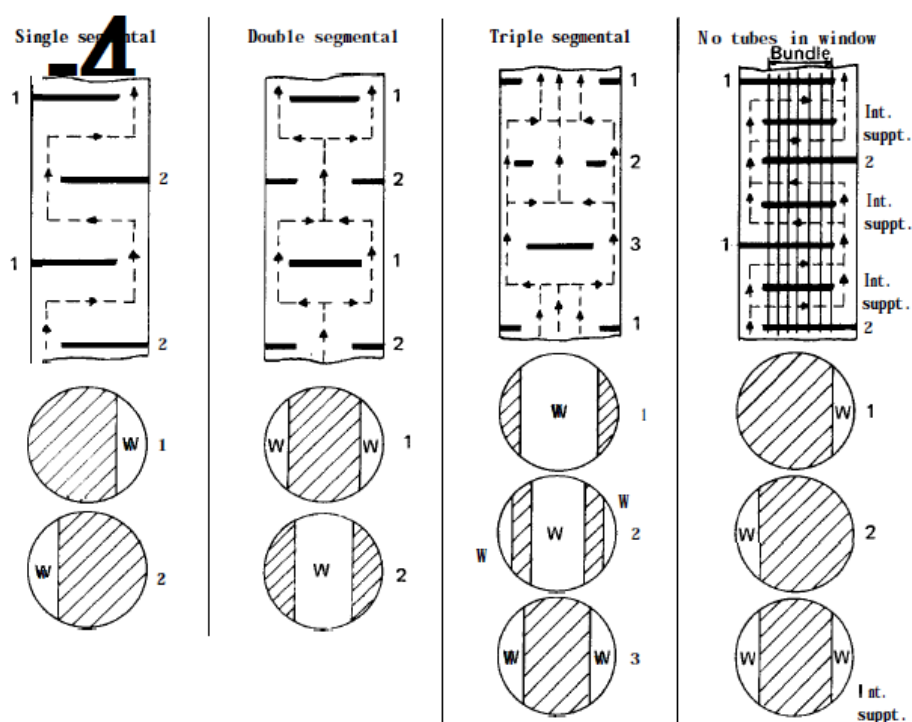
- c) ***Pasos encajonados.*** Como se mencionó en la sección (a), los cabezales de alta presión de tipo D y otras son especiales, y las placas convencionales de partición no se utilizan. Es necesario encajonar los pasos, como se muestra en la figura 31. Las cubiertas desmontables de paso, pernos y juntas son de construcción relativamente ligera, como la articulación de la cubierta sólo tiene que soportar la pérdida de presión del lado del tubo y no la presión de diseño completa del lado del tubo. (BEGELL HOUSE INC., 1998 págs. 4.2.5-4)

4.1.3.7 Deflectores

- a) ***Deflectores tipo cruzado.*** Los deflectores transversales, tienen el doble propósito de soportar los tubos adecuadamente a intervalos para evitar el pandeo y la vibración, y también permitir que el fluido del lado de la coraza fluya hacia atrás y adelante a través del haz desde un extremo del intercambiador al otro, para propósitos de transferencia de calor. La Figura 35 muestra tres tipos de deflectores transversales utilizados en el diseño del intercambiador, segmentarias, doble segmentarios, triples segmentarios.

La abertura de los deflectores a través del cual el fluido del lado de la coraza fluye al siguiente, se denomina ventana de deflector, y la cantidad de corte se denomina corte del deflector. El corte del deflector se define generalmente como la altura del segmento de apertura de ventana expresado como un porcentaje del diámetro de la coraza. El rango usual del corte del deflector es de 15 a 40% para segmentaria y de 20 a 30% de deflectores de doble segmentarios. (BEGELL HOUSE INC., 1998 págs. 4.2.5-5)

Figura 35. Tipo de deflectores (W denota la ventana)



Fuente: SAUNDERS, Shell and Tube Exchangers: Construction. p. 4.2.5-4

- b) **Espesor de deflectores.** TEMA especifica el espesor mínimo de los deflectores, que está relacionado con el diámetro y longitud del tubo sin soporte. Ejemplos típicos son los siguientes:

Tabla 18. Espesor mínimo de deflectores

D.I de la coraza, mm	Espesor de deflector, mm, para longitud de tubo sin soporte	
	Menos de 610	Más que 1524
Menos de 355	3.2	9.5
Más que 1550	9.5	19.1

Fuente: SAUNDERS E. Shell and Tube Exchangers: Construction. p. 4.2.5-7

- c) **Paso máximo.** TEMA especifica la siguiente longitud máxima de tubo sin soporte (MUTL) para aleaciones de bajo carbono, acero inoxidable y aleaciones de níquel: (BEGELL HOUSE INC., 1998 págs. 4.2.5-7)

Tabla 19. Longitud máxima de tubo sin soporte

Tube OD	MUTL
15.88 mm ($\frac{5}{8}$ in)	1 321 mm (52 in)
19.05 mm ($\frac{3}{4}$ in)	1 524 mm (60 in)
25.40 mm (1 in)	1 880 mm (74 in)
31.75 mm ($1\frac{1}{4}$ in)	2 235 mm (88 in)

Fuente: SAUNDERS E. Shell and Tube Exchangers: Construction. p. 4.2.5-7

- d) Placas de impacto.** Para proteger los tubos debajo de la boquilla de entrada de lado de la coraza de los daños resultantes de partículas sólidas o gotitas líquidas arrastradas en el fluido lado de la coraza, puede ser necesaria una placa de impacto. TEMA especifica la protección de impacto cuando ρV^2 exceda los siguientes valores:

La placa de impacto se instala dentro de la coraza, a una distancia de aproximadamente $D_s/4$ por debajo de la intersección de la pared de la boquilla y la coraza para proporcionar un área de escape anular más o menos igual al del área de la boquilla. En la boquilla de salida es habitual posicionar la fila de tubos más cercana a una distancia de alrededor de $d/6$ por debajo de la boquilla, con el fin de proporcionar un área de escape adecuado. (BEGELL HOUSE INC., 1998 págs. 4.2.5-7,8)

- e) Deflectores tipo longitudinal.** Aunque la mayoría de los intercambiadores tienen un solo paso del lado de la coraza, dos pasos de coraza pueden ser proporcionados mediante la instalación de una placa de metal plana, corriendo axialmente a lo largo de la coraza en el diámetro para dividir el haz de tubos en dos porciones semicirculares. El deflector longitudinal está normalmente soldado al espejo estacionario, pero se debe proporcionar medios para evitar fugas del fluido en la coraza de un paso. Cuando se trata de haces de tubos extraíbles, la brecha entre la pared longitudinal y la coraza está sellada mediante tiras flexibles o dispositivos de empaque, un diseño de tira flexible típico se muestra en la Figura 36. (BEGELL HOUSE INC., 1998 págs. 4.2.5-8)

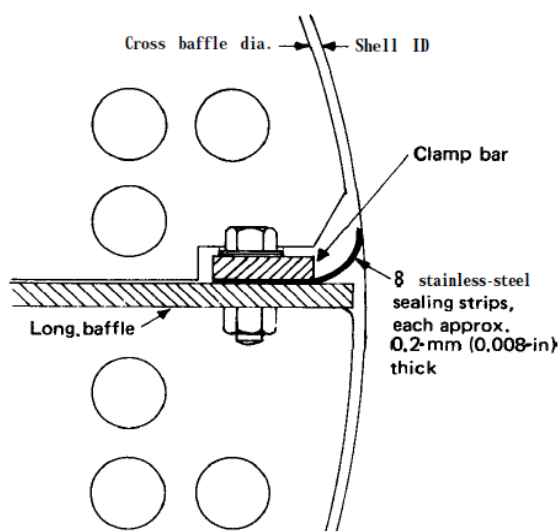
Tabla 20. Protección de impacto

Fluid	$\rho V^2 a$
Noncorrosive, nonabrasive single phase	2 230 (1 500)
Other liquids, including liquids at boiling point	744 (500)
Corrosive vapors and gases, liquid-vapor mixtures	cl(0)

a ρ , kg/m³ (lb/ft³); V, m/s (ft/s).

Fuente: SAUNDERS E. Shell and Tube Exchangers: Construction. p. 4.2.5-7

Figura 36. Deflector longitudinal

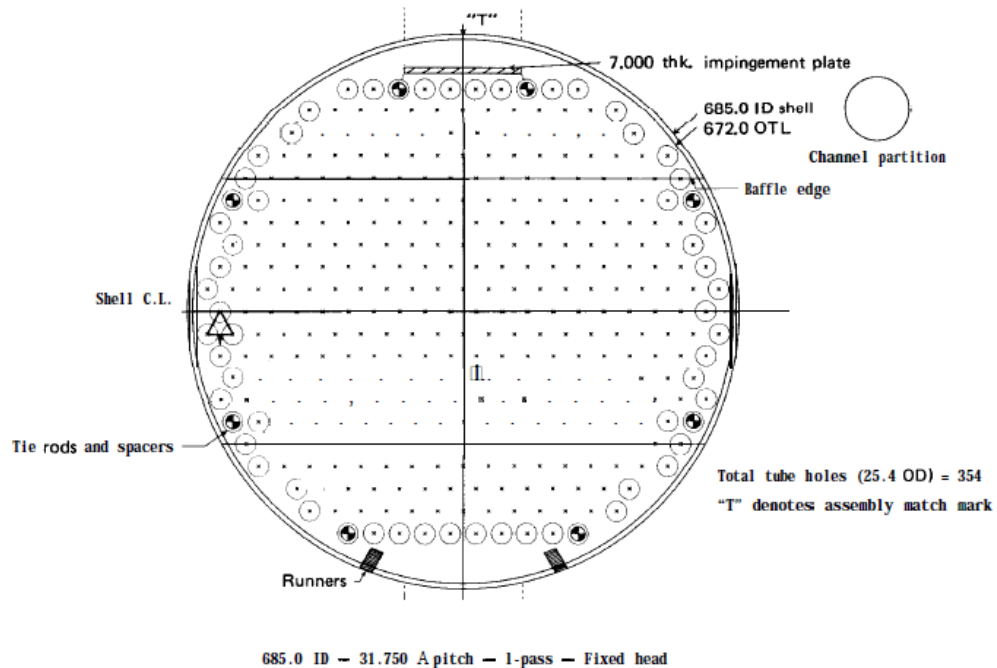


Fuente: SAUNDERS E. Shell and Tube Exchangers: Construction. p. 4.2.5-8

- f) **Barras de soporte, separadores, y dispositivos de cierre.** El haz de tubos se mantiene unido y los deflectores ubicados en sus posiciones correctas por un número de barras de acoplamiento y por los espaciadores. Las varillas de unión son barras de metal circulares atornillados en los espejos estacionarios y que se extiende por la longitud del haz hasta el último deflector, donde está asegurada por las tuercas de fijación. Entre cada deflector todas las varillas de unión tienen espaciadores montados sobre ellos, cada espaciador siendo tubo o tubería, que tiene un diámetro interior ligeramente mayor que el diámetro de la barra de acoplamiento, y una longitud igual a la separación requerida por el deflector. Las barras de soporte y los espaciadores también pueden ser utilizados como

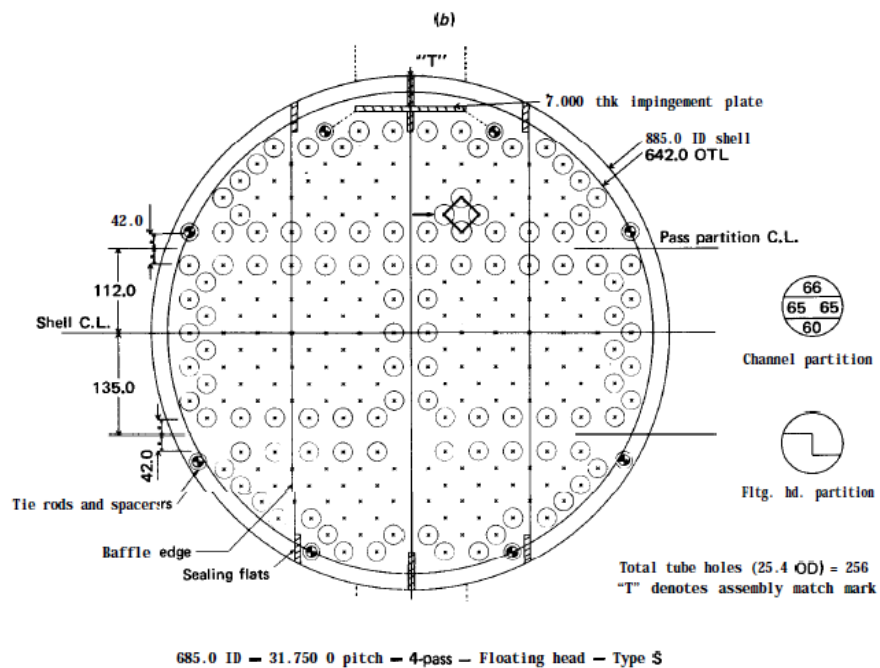
dispositivos de sellado para ayudar en el bloqueo de fugas indeseables en el lado de la coraza debido a brechas entre el haz y la coraza. Los detalles se muestran en las Figuras 37 y 38. (BEGELL HOUSE INC., 1998 págs. 4.2.5-8 y 9)

Figura 37. Típico diseño de tubos



Fuente: SAUNDERS E. Shell and Tube Exchangers: Construction. p. 4.2.5-9

Figura 38. Típico diseño de tubos (continuación)



Fuente: SAUNDERS E. Shell and Tube Exchangers: Construction. p. 4.2.5-9

4.1.3.8 Límite exterior de los tubos (OTL). Es el diámetro del círculo más grande, dibujado sobre el centro del espejo. Dado el diámetro interior de coraza, la OTL para cabezales flotantes de anillo dividido de apoyo y sin contrabrida dependen de la presión y si los tubos son expandidos o soldados a los espejos. La OTL para los intercambiadores de espejos fijos y los intercambiadores de tubo en U son independientes de la presión y la fijación del extremo del tubo. Los datos de OTL enumerados en la Tabla 21 son los más utilizados: (BEGELL HOUSE INC., 1998 págs. 4.2.5-9)

Tabla 21. Típica holgura del diámetro ($D_s - OTL$) mm

Exchanger ID, mm	Fixed tubesheet and U tube ^b	Split-backing-ring floating head ^c	Pull-through floating-head tube-side pressure, MN/m ²		
			1	2	3
up to 500	11	35 (3)	95	95	100
1 000	15	41 (3)	110	116	135
1 500	18	50 (2)	130	136	160
2 500	18	—	—	—	—

tubes roller expanded. D_i = shell inside diameter.

^bNot affected by pressure for given shell inside diameter.

^cFigures in parentheses denote maximum tube-side pressure.

Fuente: SAUNDERS E. Shell and Tube Exchangers: Construction. p. 4.2.5-9

4.1.3.9 Enrutamiento de los fluidos. Un criterio a considerar, por ejemplo, si un fluido requiere un material costoso para la resistencia a la corrosión o altas temperaturas, es habitual pasar el fluido por el lado del tubo, esto es más barato que utilizar este material en la coraza. Cuando un fluido tiene alta presión también es usual orientarlo por el lado de los tubos, siendo más barato que instalar una coraza gruesa, con la posibilidad de que los tubos puedan tener el espesor para resistir la presión del equipo. Requisitos contradictorios a menudo surgen, sin embargo, es aconsejable establecer diseños alternativos. Una orientación sobre la colocación de los fluidos se indica a continuación. (BEGELL HOUSE INC., 1998 págs. 4.5.2-12)

Tabla 22. Orientación de los fluidos

Orientar pos los tubos si:	Orientar por la coraza si:
Ensuciamiento (excepto tubos en U)	Caudal pequeño
Corrosivo	Fluido viscoso
Alta Presión	Bajo coeficiente de transferencia de calor
Alta temperatura	Considera tubos aletados

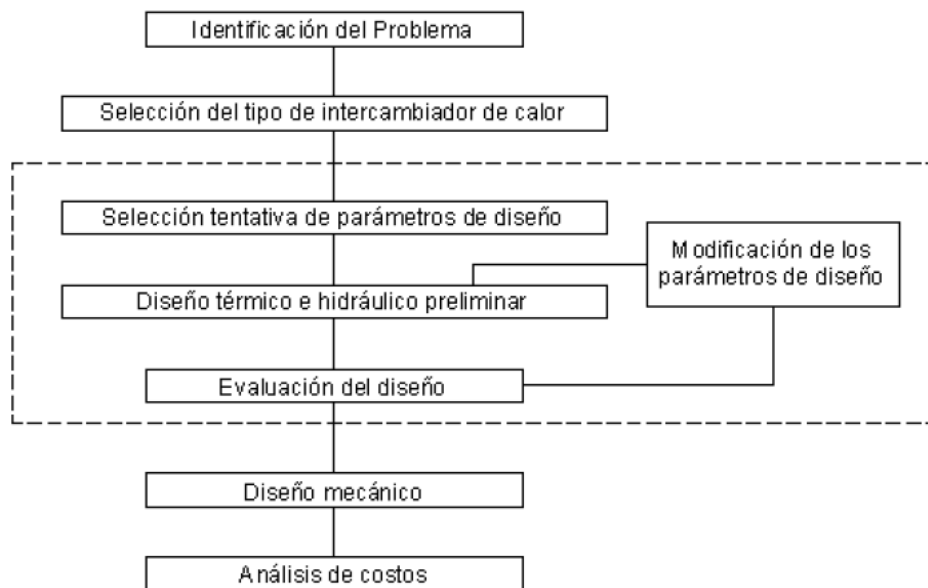
Fuente: SAUNDERS E. Shell and Tube Exchangers: Construction. p. 4.2.5-12

4.2 Parámetros de diseño de un intercambiador de calor de coraza y tubos

La etapa crítica del proceso es la modificación de los parámetros de diseño; dependiendo del diseño puede ser manual o utilizando un programa computacional. Si la modificación es manual dependerá de la experiencia y conocimiento del proceso físico del diseñador para lograr una rápida convergencia de un diseño aceptable. Por otro lado, si se utiliza un programa de computación la convergencia dependerá de la habilidad y cuidado con que se modifique los parámetros de diseño. (VALENZUELA, 2003 pág. 83).

La estructura lógica para el proceso de diseño de un intercambiador de calor a seguir es la siguiente:

Figura 39. Procedimiento a seguir del diseño de un intercambiador de calor de coraza y tubos



Fuente: VALENZUELA Ramiro. Apuntes de Transferencia de calor. p. 83

4.2.1 Parámetros de diseño térmico. El diseño térmico de los equipos de transferencia de calor hace uso de los principios fundamentales de la Termodinámica, de la transferencia de calor y de la mecánica de los fluidos. La diferencia de temperatura media logarítmica (LMTD) es un método de diseño que con el conocimiento de las temperaturas de entrada y salida y el flujo másico de los fluidos es posible determinar el área de

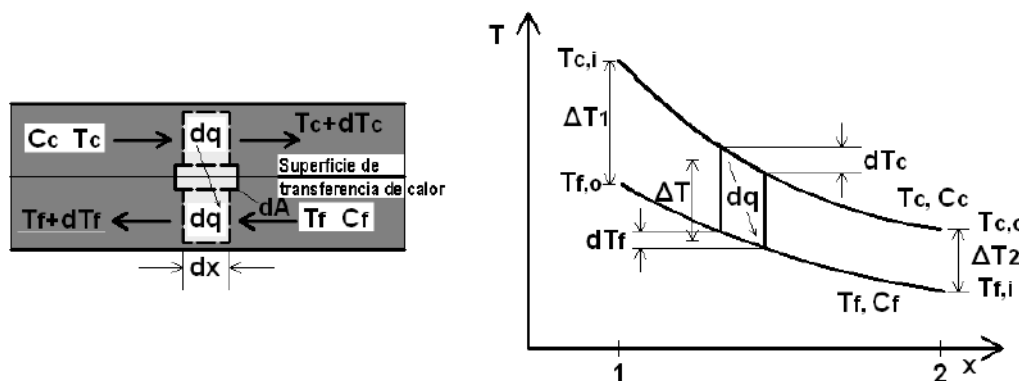
transferencia de calor siguiendo un procedimiento lógico (este método es el que se realizará para el presente diseño).

Para diseñar o predecir el rendimiento de un intercambiador de calor, es esencial relacionar la transferencia total de calor con cantidades tales como las temperaturas de entrada y salida del fluido, el coeficiente global de transferencia de calor, y el área superficial total para transferencia de calor. Dos de tales relaciones se pueden obtener fácilmente al aplicar balances globales de energía a los fluidos caliente y frío, según se muestra en la Figura 40.

4.2.1.1 Método de la diferencia de temperatura media logarítmica, LMTD.

Considerando un intercambiador de calor de contra flujo o contra-corriente (se considera en contraflujo porque su diferencia de temperaturas es muy grande):

Figura 40. Variación de las temperaturas de los fluidos en un intercambiador



Fuente: CUADRADO Karina. Diseño construcción y pruebas de un intercambiador de calor de carcasa y tubos para laboratorio de térmicas de la facultad de Mecánica. Tesis. p. 35

La forma de ΔT_m se determina mediante la aplicación del balance de energía mencionado para los elementos diferenciales de los fluidos caliente y frío. Los balances de energía y análisis subsecuentes están sujetos a las siguientes suposiciones simplificadoras:

- El intercambiador de calor está aislado.
- La conducción axial a lo largo de los tubos es insignificante
- Los cambios de energía cinética y potencial son despreciables

- Los calores específicos y el coeficiente global de transferencia de calor son constantes. (CUADRADO, 2010 págs. 35-37)

Al aplicar un balance de energía a cada uno de los elementos diferenciales de la figura 40, se tiene:

$$dq = -m_c C_{p,c} dT_c = -C_c dT_c \quad (21)$$

$$dq = -m_f C_{p,f} dT_f = -C_f dT_f \quad (22)$$

Donde:

C_c = Capacitancia térmica del flujo caliente.

C_f = Capacitancia térmica delo flujo frío.

La transferencia de calor a través del área superficial dA también se puede expresar como:

$$dq = U \cdot \Delta T \cdot dA \quad (23)$$

$$\Delta T = T_c - T_f \quad (24)$$

$$d(\Delta T) = dT_c - dT_f \quad (25)$$

Sustituyendo dT_c y dT_f de las expresiones anteriores

$$d(\Delta T) = dq \left(\frac{1}{C_f} - \frac{1}{C_c} \right) \quad (26)$$

Reemplazando dq e integrando a lo largo del intercambiador, entre los extremos 1 y 2.

$$\int_1^2 \frac{d(\Delta T)}{\Delta T} = U \left(\frac{1}{C_f} - \frac{1}{C_c} \right) \int_1^2 dA \quad (27)$$

$$\ln \left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1} \right) = UA \left(\frac{1}{C_f} - \frac{1}{C_c} \right) \quad (28)$$

Sustituir C_c y C_f de los balances globales para cada fluido

$$\ln \left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1} \right) = UA \left(\frac{T_{f,o} - T_{f,i}}{q} - \frac{T_{c,i} - T_{c,o}}{q} \right) \quad (29)$$

Para un intercambiador en contraflujo las diferencias de temperaturas en los puntos extremos son:

$$\Delta T_1 = T_{c,1} - T_{f,1} = T_1 - t_2 \quad (30)$$

$$\Delta T_2 = T_{c,2} - T_{f,2} = T_2 - t_1 \quad (31)$$

Con lo que la expresión anterior queda

$$q = UA \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln\left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}\right)} \quad (32)$$

Entonces, podemos concluir que la diferencia de temperatura media apropiada es la diferencia de temperatura media logarítmica ΔT_{ml} . Así obtenemos:

$$q = UA \Delta T_{ml} \quad (33)$$

Donde:

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln\left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}\right)} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \quad (34)$$

Para intercambiadores de calor de pasos múltiples y de flujo cruzado, las ecuaciones anteriores se utilizan modificando la diferencia de temperaturas media logarítmica multiplicando por un factor de corrección (F):

$$\Delta T_{ml} = F \cdot \Delta T_{ml,CF} \quad (35)$$

Los valores de (F) dependen de la configuración geométrica del intercambiador y de las temperaturas de entrada. Sin embargo, para propósitos de cálculo, una estimación razonable a menudo se puede obtener, solo sí: (BEGELL HOUSE INC., 1998 págs. 3.1.4-2)

1. Para un paso único de tubo en un intercambiador de calor puramente contracorriente, $F = 1$

2. Para un depósito único con cualquier número de par de pasos en el lado de los tubos (un intercambiador de 1-2n), F puede ser estimado como 0,9 en promedio del valor máximo posible 1 y el valor mínimo recomendado 0.8.

Este valor puede ser matizado si existe un cruce de temperatura (es decir, si la temperatura del flujo frío de salida es más alta que la temperatura del flujo salida de agua caliente) la factibilidad termodinámica del diseño debe ser revisado antes de continuar. Los límites absolutos que pueden ser rápidamente controlados son:

$$2T_{h,out} \geq T_{c,in} + T_{c,out} \rightarrow \text{fluido caliente en la coraza} \quad (36)$$

$$2T_{c,out} \leq T_{h,in} + T_{h,out} \rightarrow \text{fluido frío en el coraza} \quad (37)$$

Si estos límites se acercaron, es necesario el uso de corazas múltiples en serie. Pero no es el caso del presente diseño. Si no es el caso, se han desarrollado expresiones algebraicas para el factor de corrección (F) para varias configuraciones de flujo de calor del intercambiador y los resultados se pueden representar de forma gráfica.

El factor F está en función de los parámetros P y R que se conocen como eficiencia térmica y capacidad calorífica respectivamente, expresándose de la siguiente forma:

Cálculo de la eficiencia térmica:

$$P = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} \quad (38)$$

Cálculo de la capacidad calorífica:

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} \quad (39)$$

Para un intercambiador de 1 coraza y 2 pasos en los tubos, el factor de corrección viene dado por la ecuación (SINNOT, 2005 pág. 656)

$$F = \frac{\sqrt{(R^2+1)} \ln \left[\frac{(1-s)}{(1-RS)} \right]}{(R-1) \left[\frac{2-S[R+1-\sqrt{R^2+1}]}{2-S[R+1+\sqrt{R^2+1}]} \right]} \quad (40)$$

Según SINNOT, se muestran las diferentes configuraciones de un intercambiador de calor, que señalan un factor de corrección F adecuado, según los pasos que se requiera en la coraza y los tubos. (Ver Anexo A).

4.2.1.2 Coeficiente global de transferencia de calor (U). Una parte esencial, y a menudo la más incierta, de cualquier análisis de intercambiadores de calor es la determinación del coeficiente global de transferencia de calor (U). Durante la operación normal de un intercambiador de calor, a menudo las superficies están sujetas a la obstrucción por impurezas, formación de moho u otras reacciones en el fluido y el material de la pared, aumentando la resistencia a la transferencia de calor entre los fluidos.

El coeficiente global es el recíproco de la resistencia global de la transferencia de calor, que es la suma de varias resistencias individuales que veremos a continuación, y si viene referido a la superficie exterior (U_0) será la ecuación general será:

$$U_0 A_e = \frac{1}{\sum_{i=1} R_i} \quad (41)$$

Por lo que el intercambiador está aislado térmicamente entonces se puede considerar que el intercambiador se comporta como una pared cilíndrica, teniendo en cuenta las resistencias de conducción y convección entre fluidos, como vemos a continuación:

$$U_0 A_e = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_s A_0} + \frac{\ln\left(\frac{d_o}{d_i}\right)}{2\pi k_{tw} L_t} + \frac{1}{\alpha_t A_i}} \left[\frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ C} \right] \quad (42)$$

Donde:

$$\frac{1}{\alpha_s A_0} = \text{Resistencia del fluido del lado de la coraza (} ^\circ K/W \text{)}.$$

$$\frac{\ln\left(\frac{d_o}{d_i}\right)}{2\pi k_{tw} L_t} = \text{Resistencia del tubo (} ^\circ K/W \text{)}.$$

$$\frac{1}{\alpha_t A_i} = \text{Resistencia del fluido del lado de los tubos (} ^\circ K/W \text{)}.$$

- **Resistencias del Factor de suciedad:**

- *Resistencia de ensuciamiento de lado de la coraza Rf_s (m^2K/W).* Se debe considerar una cuidadosa asignación de valor en este punto, ya que puede afectar considerablemente el rendimiento del intercambiador. Se recomienda también, que los cálculos se pueden realizar para un intercambiador limpio con $Rfo = 0$, para apreciar adecuadamente el efecto de la resistencia de ensuciamiento asignado. Se debe emplear un criterio de ingeniería en tales casos. También, se debe respetar cuidadosamente la velocidad del flujo y la temperatura de la pared del tubo, ya que pueden afectar fuertemente la asignación de una resistencia al ensuciamiento.

A menos que se conozca por la práctica las pautas para la selección de valores más probables de Rfo , las normas TEMA muestran una variedad de valores para diferentes fluidos mostrados en la tabla de (BEGELL HOUSE INC., 1998 págs. 3.1.4-4).

- *Resistencia de ensuciamiento del lado de los tubos Rf_t (m^2K/W).* (Se refiere a la superficie de lado interior de los tubos). Las observaciones análogas se aplican tal como al ensuciamiento de lado de la coraza. Sin embargo, la consideración más cuidadosa se debe dar a la resistencia a ensuciamiento del lado del tubo, ya que es una fuerte función de la velocidad de flujo.

Desarrollada cada resistencia, y para pared cilíndrica la ecuación queda:

$$U_0 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_s} + Rf_s + \frac{D_t \ln\left(\frac{D_o}{D_{ti}}\right)}{2k_{tw}} + \frac{Rf_t D_t}{D_{ti}} + \frac{D_t}{D_{ti} \alpha_t}} \left[\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \right] \quad (43)$$

Donde:

α_s = Coeficientes de transferencia de calor al lado de la coraza ($W/m^2 \cdot ^\circ C$).

α_t = Coeficientes de transferencia de calor al lado de los tubos ($W/m^2 \cdot ^\circ C$).

K_w = Conductividad térmica de la pared ($W/m \cdot ^\circ C$).

A_e = Superficie de transferencia de calor del lado caliente (m^2).

D_t = Diámetro externo del tubo (m).

D_{ti} = Diámetro interno del tubo (m).

Según SINNOT, estas correlaciones usadas para predecir el coeficiente de transferencia de calor, las propiedades físicas generalmente se evalúan en la temperatura media de la corriente. Esto es satisfactorio cuando el cambio de temperatura es pequeño, pero puede provocar un error significativo cuando el cambio de temperatura es grande. En estas circunstancias, un simple y seguro procedimiento es evaluar los coeficientes de transferencia de calor en la temperatura de entrada y salida del fluido y utilizar el menor de los dos valores. Donde U_1 y U_2 son evaluados en los extremos del intercambiador.

$$Q = \frac{A_e F [U_2 (T_1 - t_2) - U_1 (T_2 - t_1)]}{\ln \left[\frac{U_2 (T_1 - t_2)}{U_1 (T_2 - t_1)} \right]} \quad (44)$$

Si la variación en las propiedades físicas es demasiado grande para estos métodos simples para ser utilizados será necesario dividir el perfil de temperatura-entalpía en secciones y evaluar el coeficiente de transferencia de calor y el área requerida para cada sección. (SINNOT, 2005 pág. 662)

$$A_e = \frac{Q \cdot \ln \left[\frac{U_2 (T_1 - t_2)}{U_1 (T_2 - t_1)} \right]}{F [U_2 (T_1 - t_2) - U_1 (T_2 - t_1)]} \quad (45)$$

Donde:

Q = Flujo térmico transferido (W).

A_e = Superficie de transferencia de calor (m^2).

U = Coeficiente global de transferencia de calor (W/m^2C).

ΔT_{ml} = Diferencia de temperatura media logarítmica entre los fluidos ($^{\circ}C$).

Los valores típicos del coeficiente de transferencia de calor global de varios tipos de intercambiador de calor se dan en la Tabla 23.

Tabla 23. Coeficientes globales de Transferencia de calor para intercambiadores de coraza y tubos

Table 12.1. Typical overall coefficients		
Shell and tube exchangers		
Hot fluid	Cold fluid	U ($\text{W/m}^2\text{°C}$)
<i>Heat exchangers</i>		
Water	Water	800–1500
Organic solvents	Organic solvents	100–300
Light oils	Light oils	100–400
Heavy oils	Heavy oils	50–300
Gases	Gases	10–50
<i>Coolers</i>		
Organic solvents	Water	250–750
Light oils	Water	350–900
Heavy oils	Water	60–300
Gases	Water	20–300
Organic solvents	Brine	150–500
Water	Brine	600–1200
Gases	Brine	15–250
<i>Heaters</i>		
Steam	Water	1500–4000
Steam	Organic solvents	500–1000
Steam	Light oils	300–900
Steam	Heavy oils	60–450
Steam	Gases	30–300
Dowtherm	Heavy oils	50–300
Dowtherm	Gases	20–200
Flue gases	Steam	30–100
Flue	Hydrocarbon vapours	30–100
<i>Condensers</i>		
Aqueous vapours	Water	1000–1500
Organic vapours	Water	700–1000
Organics (some non-condensables)	Water	500–700
Vacuum condensers	Water	200–500
<i>Vaporisers</i>		
Steam	Aqueous solutions	1000–1500
Steam	Light organics	900–1200
Steam	Heavy organics	600–900

Fuente: SINNOT R. Chemical Engineering Design. p. 638

4.2.2 *Datos de entrada y prácticas recomendadas.* En esta sección se especifica una orientación de los parámetros de un sistema básico de datos de entrada requeridos para los cálculos preliminares del lado de la coraza y del intercambiador en general, que a la vez son referentes para los cálculos posteriores.

4.2.2.1 *Diámetro interior de la coraza, $D_s(\text{mm})$.* Las Tablas 24, 25 y 26 sugieren una serie de dimensiones métricas, en pulgadas y otras normas industriales. (BEGELL HOUSE INC., 1998 págs. 3.5.3-1)

Tabla 24. Diámetro interior de la coraza sugerido (pulgadas)

Standard pipe		Rolled shells	
in	mm (equivalent)	in (mm equivalent)	Increment
5.047	128.19	12 (304.8)	1 in (25.4 mm)
6.065	154.05		
8.071	205.00		
10.136	257.45	22 (558.8)	2 in (50.8 mm)
12.09	307.09		
13.25	336.55		
15.25	387.35	60 (965.2)	3 in (76.2 mm)
17.25	438.15		
19.25	488.95		
21.25	539.75	102 (2 590.8)	3 in (76.2 mm)

Fuente: TABOREK J. Heat Exchanger Design Handbook. p. 3.3.5-3

Tabla 25. Dimensiones de coraza y diámetro interno de coraza para espejos fijos (mm)

Nominal shell diameter	Outside shell diameter	Shell wall thickness, mm ^a			Shell inside diameter D _i , mm ^a		
		(1)	(2)	(3)	(1)	(2)	(3)
150	168	4.5		4	159		160
200	219	5.9		4	207.2		211
250	273	6.3		4	260.4		265
300	324	7.1		4	309.8		316
350	355	8	6	4	339	343	347
400	406	8.8	6	4	388.4	394	398
500	508		6	4		496	500
600	600		6	5		588	590
700	700		8	5		684	690
800	800		8	5		784	790
900	900		10	6		880	888
1 000	1 000		10	6		980	988
1 100	1 100		12	7		1 076	1 086
1 200	1 200		12	7		1 176	1 186

^a(1) Welded tubing, carbon steel; (2) rolled shells, carbon steel; and (3) stainless steel.

Fuente: TABOREK J. Heat Exchanger Design Handbook. p. 3.3.5-3

Tabla 26. Dimensiones de coraza y diámetro interno de coraza para espejos flotantes
(mm)

Nominal shell diameter	Outside shell diameter	Shell wall thickness, mm ^a			Shell inside diameter D_i , mm ^a		
		(1)	(2)	(3)	(1)	(2)	(3)
150	168	4		3.2	160		161.6
200	219	4.5		3.2	210		212.6
250	273	5		3.2	263		266.6
300	324	5.6	6	3.2	312.8	312	317.6
400	406	6.3	6	4	393.4	394	398
500	508	6.3	6	4	495.4	496	500
600	600		6	5		588	590
700	700		8	6		684	688
800	800		8	6		784	788
900	900		8	6		884	888
1 000	1 000		8	6		984	988
1 100	1 100		10	8		1 080	1 084
1 200	1 200		10	8		1 180	1 184

^a(1) Welded tubing, carbon steel; (2) rolled shells, carbon steel; and (3) stainless steel.

Fuente: TABOREK J. Heat Exchanger Design Handbook. p. 3.3.5-4

4.2.2.2 Diámetro exterior del tubo, D_t (mm). Estas dimensiones siguen normas generalmente aceptadas, basadas en pulgadas, como se muestra en las Tabla 27. Sin embargo, varios criterios importantes deben ser observados en la selección del diámetro del tubo. Aunque se prefieren pequeños diámetros de tubos, debido a la mejor eficacia de transferencia de calor, las consideraciones de limpieza a menudo limitan la selección del diámetro del tubo (de 20 mm como mínimo).

La relación mínima aproximada de D_s a D_t generalmente debe ser de 15. Mayores relaciones (es decir, diámetros de tubos pequeños en grandes corazas) puede utilizarse sin perjuicio, pero las consideraciones de costo prohíben los extremos, como tubos demasiado pequeños dentro de una coraza que no sea económicamente justificable.

4.2.2.3 Espesor de la pared del tubo, t_{tw} (mm). Las dimensiones recomendadas se muestran en las Tabla 27. El espesor de pared de tubo se determina de acuerdo a la presión, la temperatura, la resistencia del material, y asignación posible corrosión de la práctica estándar. Esta dimensión es necesaria para la determinación diámetro interior del tubo D_{ti} y para los cálculos de resistencia de la pared del tubo.

Tabla 27. Dimensiones recomendadas de tubos (estándar en pulgadas)

Tube OD		Wall thickness			Tube ID		Outside surface	
in	mm	BWG gauge	in	mm	in	mm	ft ² /ft	m ² /m
0.250	6.350	22	0.028	0.711	0.194	4.928	0.066	0.020
		24	0.022	0.559	0.206	5.232		
0.375 ($\frac{3}{8}$)	9.525	18	0.049	1.245	0.277	7.036	0.098	0.030
		20	0.035	0.889	0.305	7.747		
		22	0.028	0.711	0.319	8.103		
0.500	12.700	18	0.049	1.245	0.402	10.211	0.131	0.040
		20	0.035	0.889	0.430	10.922		
0.625 ($\frac{5}{8}$)	15.875	16	0.065	1.651	0.495	12.573	0.164	0.050
		18	0.049	1.245	0.527	13.386		
		20	0.035	0.889	0.555	14.097		
0.750 ($\frac{3}{4}$)	19.050	12	0.109	2.769	0.530	13.462	0.196	0.060
		14	0.083	2.108	0.584	14.834		
		16	0.065	1.651	0.620	15.748		
		18	0.049	1.245	0.652	16.561		
		20	0.035	0.889	0.680	17.272		
0.875 ($\frac{7}{8}$)	22.225	14	0.083	2.108	0.709	18.008	0.230	0.070
		16	0.065	1.651	0.745	18.923		
		18	0.040	1.245	0.777	19.736		
		20	0.035	0.889	0.805	20.447		
1.000	25.400	12	0.109	2.769	0.782	19.863	0.230	0.070
		14	0.083	2.108	0.834	21.184		
		16	0.065	1.651	0.870	22.098		
		18	0.049	1.245	0.902	22.911		
1.250	31.750	10	0.134	3.404	0.982	24.943	0.327	0.100
		12	0.109	2.769	1.282	32.563		
		14	0.083	2.108	1.334	33.884		
		16	0.065	1.651	1.370	34.798		
2.0	50.8	12	0.109	2.769	1.782	45.26	0.523	0.16
		14	0.083	2.108	1.834	46.58		

Fuente: TABOREK J. Heat Exchanger Design Handbook. p. 3.3.5-4

4.2.2.4 *Diámetro interior del tubo, D_{ti} (mm).* Los valores nominales se muestran en la tabla 27. Para una discusión detallada.

$$D_{ti} = D_t - 2(t_{tw}) \quad (46)$$

4.2.2.5 *Conductividad térmica del tubo, k_{tw} (W/m K).* El valor de k_{tw} es una función de la temperatura. Este elemento es necesario para la determinación de la resistencia de pared del tubo de transferencia de calor. En muchos casos, esta resistencia es insignificante en relación con las resistencias de transferencia de calor. Los valores aproximados se dan en la Tabla 28 para la mayoría de los materiales comunes a temperaturas típicas. Para valores más precisos, se utiliza otras referencias, como las normas TEMA y/o ASME.

Tabla 28. Conductividades térmicas de algunos materiales de tubo típicos

Material	Industrial grade		Admiralty	Cu-Ni		Carbon steel	Low-alloy steel	High-alloy steel, Ti
	Cu	Al		90-10	70-30			
λ_{tm} (W/m K)	310	180	120	65	40	38	30	18

Fuente: TABOREK J. Heat Exchanger Design Handbook. p. 3.3.5-5

4.2.2.6 Paso de tubos, $L_{tp}(mm)$. El paso de disposición de los tubos, determina el área de flujo transversal. Un valor de característico útil es la relación:

$$1,25 < L_{tp}/D_t < 1,5 \quad (47)$$

Prácticas de EE.UU. de dimensiones de paso para diámetros de tubo específicos se muestran en la Tabla 29.

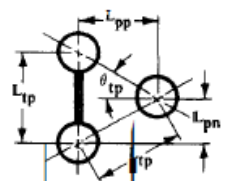
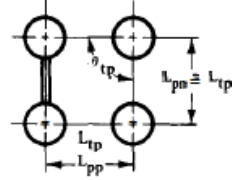
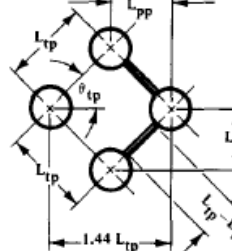
Tabla 29. Dimensiones recomendadas para el diseño de paso por tubo (L_{tp})

Tube OD		Pitch (L_{tp})		Pitch ratio
in	mm	in	mm	
0.250	6.350	0.312	7.938	1.250
		0.375	9.525	1.500
0.375	9.525	0.500	12.700	1.330
		0.531	13.494	1.420
0.500	12.700	0.625	15.875	1.250
		0.656	16.669	1.310
		0.688	17.462	1.380
0.625	15.875	0.781	19.844	1.250
		0.812	20.638	1.300
		0.875	22.225	1.400
0.750	19.050	0.938	12.812	1.250
		1.000	25.400	1.330
		1.062	26.988	1.420
		1.125	28.575	1.500
1.000	25.400	1.250	31.750	1.250
		1.312	33.338	1.312
		1.375	34.925	1.375
1.250	31.750	1.562	39.688	1.250
1.500	38.100	1.875	47.625	1.250
2.000	50.800	2.500	63.500	1.250

Fuente: TABOREK J. Heat Exchanger Design Handbook. p. 3.3.5-6

4.2.2.7 Disposición de los arreglos de los tubos, θ_{tp} (grados). La disposición de los tubos se define por el ángulo característico y la definición correspondiente del paso del tubo, como se muestra en la Tabla 30 con los valores de θ_{tp} de 30, 45, y 90°. La selección de los diseños está dictada por los siguientes principios:

Tabla 30. Parámetros básicos de diseño de la geometría de los tubos

Cross flow →	θ_{tp}	L_{tp}	L_{pp}
	30°	$0.5L_{tp}$	$0.866L_{tp}$
	90°	L_{tp}	L_{tp}
	45°	$0.707L_{tp}$	$0.707L_{tp}$

Fuente: TABOREK J. Heat Exchanger Design Handbook. p. 3.3.5-7

- *Los arreglos a 30°* es una disposición escalonada que tiene la mayor densidad de tubo y por lo tanto permite que sobre la superficie tenga una mayor transferencia de calor dentro de la coraza. También tiene una alta efectividad de la caída de presión. Sin embargo, se produce la caída de presión más alta para un paso del tubo dado. Esta disposición debe ser considerada como la selección principal, a menos que otras consideraciones lleguen a ser predominantes.
- *Los arreglos a 45°* (colocación escalonada) tiene una alta efectividad de la caída de presión a la conversión de transferencia de calor. Se tiene la ventaja que es posible la limpieza del lado de la coraza desde el exterior por medios mecánicos

(chorros de agua o vapor), si existe suficiente espacio entre los tubos (aproximadamente 7 mm).

- *Los arreglos en 90°* se debe evitar para flujo laminar en el lado de la coraza, pero tiene alta efectividad para caída de presión a la conversión de transferencia de calor en flujo turbulento. La conveniencia en limpieza externa es igual que para 45°.
- *Los arreglos a 60°* no se muestra en la Tabla 30. A veces se ocupa para aplicaciones de flujo sin cambio de fase, se produce una menor eficacia en la caída de presión y generalmente no se recomienda.

4.2.2.8 Definiciones de longitud del tubo. Las definiciones de longitud del tubo se muestran en la Figura. 41. L_t , es la longitud del tubo nominal para todos los tipos de haces excepto los tubos en U. Para haces de tubos en U, la longitud del tubo varía entre las filas interior y exterior y debe ser calculado por el fabricante de diseños de tubo y radios de curvatura.

- **L_{ti} (mm)**, es la longitud de la suma de todas las distancias entre deflectores. Para todos los haces excepto los tubos en U, esta es la longitud entre los interiores de los espejos; para tubos en U, L_{ti} es la distancia entre el interior del espejo y el ultimo deflector, como se muestra en la Figura. 41.

Para determinar L_{ti} , debemos conocer el espesor de los espejos. La estimación más exacta de L_{ts} es:

$$L_{ts} = 0,5D_s \sqrt{\frac{P}{\sigma_{ts}}} \quad (48)$$

Donde:

P_s = es la presión de funcionamiento lado de la carcasa (psi).

σ_{ts} = es la resistencia admisible de material de placa de tubos a la temperatura de funcionamiento (lb/plg²).

L_{ti} se calcula para todos los tipos haces de excepto los tubos en U, de la siguiente ecuación:

$$L_{ti} = L_{to} - 2L_{ts} \quad (49a)$$

Para haces de tubos en U.

$$L_{ti} = L_{to} - L_{ts} \quad (49b)$$

- **$L_{ta} (mm)$** , es la longitud del tubo efectiva para los cálculos de área de transferencia de calor. Esta longitud se determina para todos, excepto los haces de tubos en U de una manera directa a partir de la Figura 41 como:

$$L_{ta} = L_{ti} \quad (50)$$

Para haces de tubos en U, en la zona tubular en la curva U se calcula como la longitud del tubo adicional de $0.3D_{otl}$.

$$L_{ta} = L_{ti} + 0.3D_{otl} \quad (51)$$

Para los cálculos secundarios de tubo de caída de presión, la longitud total del caudal nominal de tubos $L_{tt} (mm)$ tenemos:

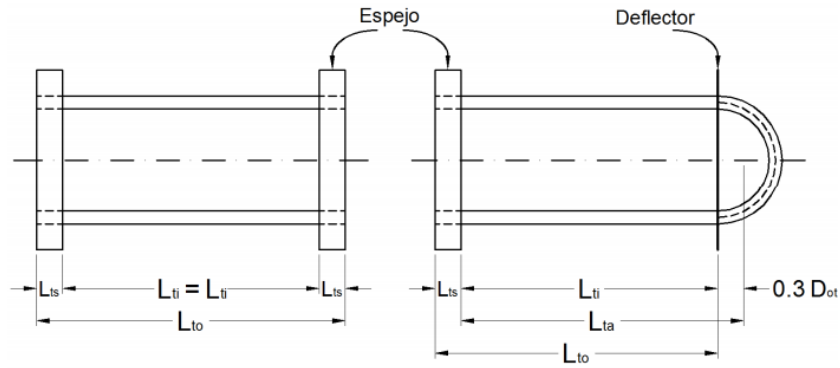
Para todos los tipos de haces excepto los tubos en U,

$$L_{tt} = L_{to} \quad (52a)$$

y para los tubos en U,

$$L_{tt} = L_{ta} + L_{ts} \quad (52b)$$

Figura 41. Longitudes de tubo



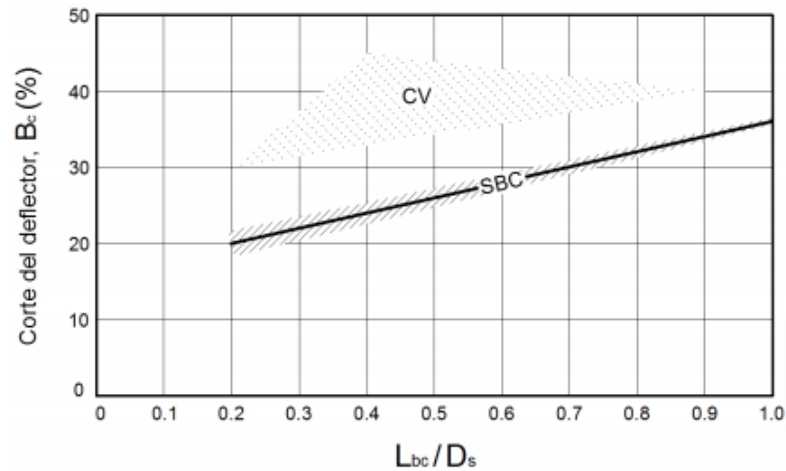
Fuente: TABOREK J. Heat Exchanger Design Handbook. p. 3.3.5-7

4.2.2.9 *Porcentaje del deflector segmentado, B_c (%)*. Suponiendo que el deflector segmentado está centrado dentro del diámetro interior de la coraza D_s , la altura del deflector de corte $L_{bch}(mm)$ está relacionada con B_c .

$$B_c = \left(\frac{L_{bch}}{D_s} \right) (100)\% \quad (53)$$

Para fines de diseño en valores específicos, la figura 42 muestra las prácticas recomendadas, en la forma de B_c versus la relación L_{bc}/D_s . La recta SBC muestra valores del corte del deflector segmentado para fluidos sin cambio de fase, mientras que la región CV es aplicable para condensación de vapores.

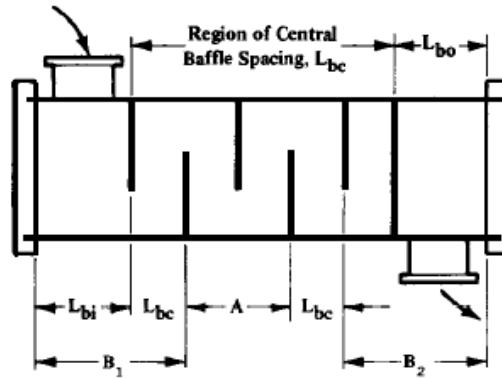
Figura 42. Valores recomendados de corte de deflector segmentado B_c (%)



Fuente: TABOREK J. Heat Exchanger Design Handbook. p. 3.3.5-8

4.2.2.10 Espacio entre deflector central, L_{bc} (mm). Designa una separación uniforme entre deflectores a lo largo del haz de tubos. Las desviaciones de este patrón, son a veces necesarias por las regiones de entrada y salida, que se describe en la Figura 43.

Figura 43. Bosquejo esquemático de la distribución de los deflectores



Fuente: TABOREK J. Heat Exchanger Design Handbook. p. 3.3.5-10

El espaciado del deflector divisorio central está sujeto a dos limitaciones; la base de las prácticas establecidas para la distribución de un flujo y un apoyo adecuado de los tubos, como se discute a continuación.

1. La más pequeña separación de deflector $L_{bc,min}$ aceptable, según normas, establece que $L_{bc,min} = 0.2D_s$, pero no menos de 50mm.
2. El deflector de separación máxima admisible $L_{bc,max}$ no debe superar al diámetro de la coraza D_s , en los deflectores segmentarios y debe tener soporte suficiente en los tubos para evitar la flacidez y la vibración como sea posible.

Los valores recomendados de TEMA de $L_{b,max}$ para tubos lisos son una función del diámetro y de dos grupos de materiales: (A) de acero y aleaciones de acero, y (B) aleaciones de aluminio y cobre. Los valores se muestran en la Figura 44 están representados por las siguientes ecuaciones.

- Material grupo A

Para $D_t = 19 - 51$ mm:

$$L_{b,max} = 52 D_t + 532 \quad (mm) \quad (54a)$$

Para $D_t = 6 - 19 \text{ mm}$:

$$L_{b,max} = 68 D_t + 228 \quad (mm) \quad (54b)$$

- Material grupo B

Para $D_t = 19 - 51 \text{ mm}$:

$$L_{b,max} = 46 D_t + 436 \quad (mm) \quad (55a)$$

Para $D_t = 6 - 19 \text{ mm}$:

$$L_{b,max} = 60 D_t + 177 \quad (mm) \quad (55b)$$

Por último, señalar que ciertos tipos de concha (E, J, F) se pueden utilizar solamente con números pares o impares de deflectores:

E: par o impar, pero se determina la orientación de la boquilla

J: sólo un número par de deflectores

F: shell: sólo un número par de deflectores para el estándar de flujo cruzado orientación.

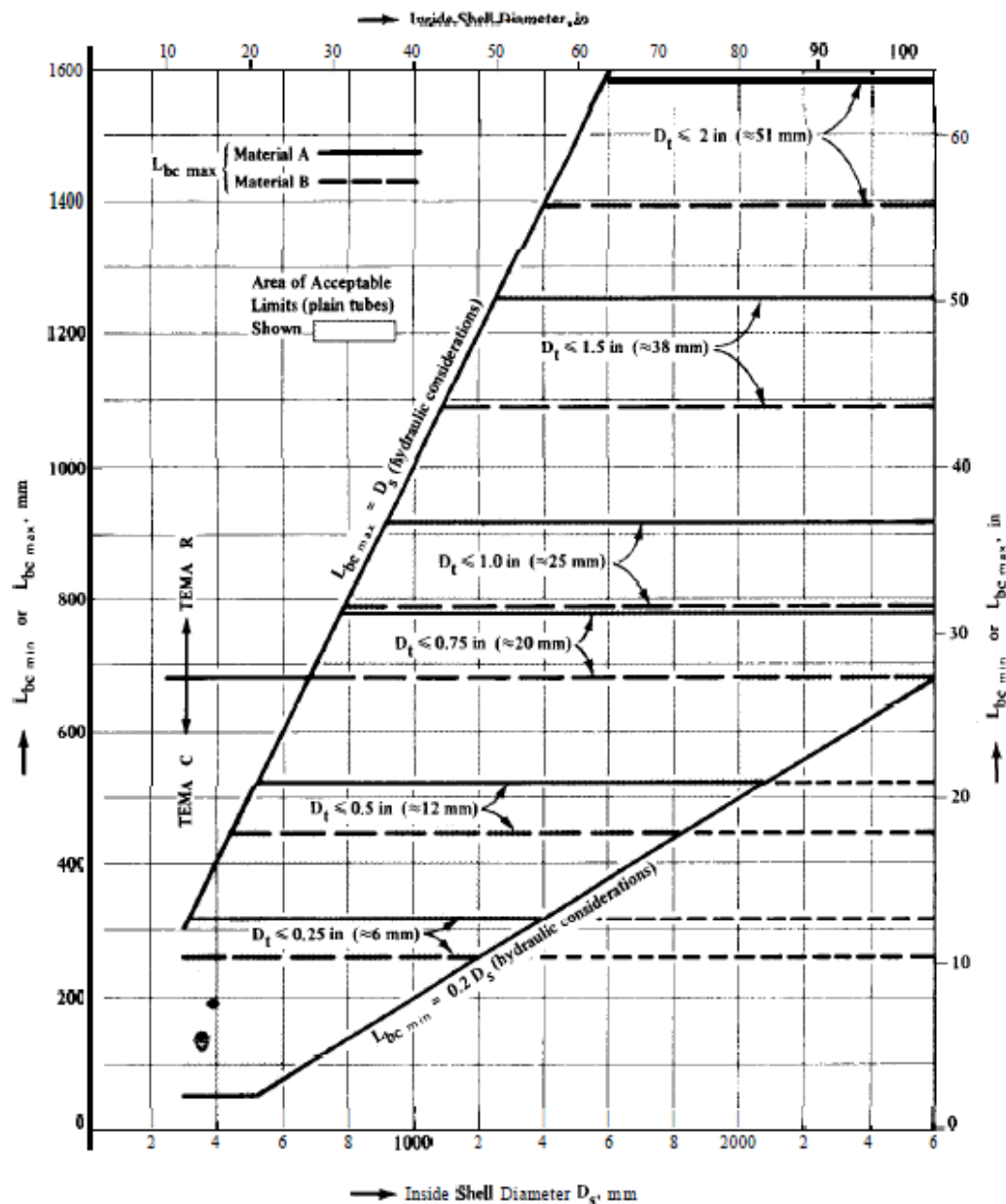
La longitud máxima para el espacio de deflectores centrales sin soporte que se encuentra en la ventana de deflector, es entonces:

$$L_{bc,max} = 0.5L_{b,max} \quad (56)$$

Para poner la limitación de espacio mínimo y máximo deflector segmentaria, la Figura 44 muestra las relaciones básicas para tubos de los dos grupos de materiales A y B.

4.2.2.11 *Espacio de entrada y salida de deflectores, L_{bi}, L_{bo} (mm).* Si el espacio deflector es uniforme en todo el intercambiador, ignore este punto. Sin embargo, en algunos casos las boquillas de entrada y de salida grande deben ser utilizadas, por lo que es necesario ampliar el espaciado del deflector adyacente a las boquillas. En tales casos, las entradas de datos adicionales de L_{bi} y L_{bo} son necesarias. Debe observarse, además, que en estos casos la distancia más larga sin apoyo del tubo se encuentra en la ventana del deflector adyacente al espacio deflector ampliado, como se ilustra esquemáticamente en la figura 43. Este valor no debe superar la limitación $L_{b,max}$.

Figura 44. Límites máximos y mínimos de espacios entre deflectores para los materiales A y B



Fuente: TABOREK J. Heat Exchanger Design Handbook. p. 3.3.5-9

4.2.2.12 Boquilla del lado de la coraza, protección de choque, y los distribuidores anulares. Si la velocidad de flujo a través de la boquilla excede un cierto máximo, los tubos pueden vibrar, y pueden ser sometidos a erosión y un daño potencial. TEMA especifica los máximos permisibles de la velocidad de flujo en la boquilla, en valores límite de $\rho_s (v_{ns})^2$. Por encima del cual se requerirá una protección de choque.

Para líquidos no abrasivos,

$$v_{ns,max} = \sqrt{\frac{2250}{\rho_s}} (m/s) \quad (57 a)$$

ó en términos de TEMA, $\rho_s (v_{ns})^2 = 1500 lb/fts^2$ ($2250 kg/ms^2$).

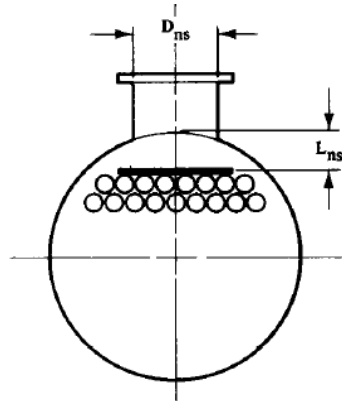
Para líquidos en el punto de ebullición, el valor es de $500 lb/fts^2$ ($750 kg/ms^2$) y

$$v_{ns,max} = \sqrt{\frac{750}{\rho_s}} (m/s) \quad (57 b)$$

La forma más simple de protección de choque se ilustra esquemáticamente en la Figura 45.

$$L_{ns} = 0.25 D_{ns} (mm) \quad (58)$$

Figura 45. Disposición esquemática de protección de impacto del lado de la coraza



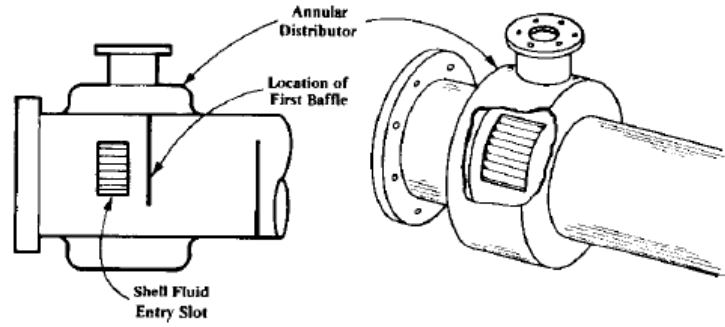
Fuente: TABOREK J. Heat Exchanger Design Handbook. p. 3.3.5-10

Donde:

D_{ns} = Diámetro interior de la boquilla en la coraza (mm).

Un dispositivo de compresión reduce el número de tubos que se pueden colocar dentro de una cubierta y debe ser respetada en las estimaciones de recuento de tubo. La protección de compresión más eficaz, es un distribuidor anular, que es esencialmente un canal rectangular soldado a la entrada o salida de la coraza, como se muestra esquemáticamente en la Figura 46.

Figura 46. Distribuidor anular que permite la ubicación de la primer deflector por debajo de la boquilla



Fuente: TABOREK, Heat Exchanger Design Handbook. p. 3.3.5-11

Una vez que una protección de compresión se ha incluido, los valores de las velocidades de flujo máximas admisibles de las boquillas se puede calcular con las Ec. (59 a y b).

Para líquidos:
$$v_{ns,max} = \sqrt{\frac{4500}{\rho_s}} \text{ (m/s)} \quad (59-a)$$

Para fluidos de dos fases:
$$v_{ns,max} = \sqrt{\frac{1500}{\rho_s}} \text{ (m/s)} \quad (59-b)$$

Para los gases la velocidad admisible de la boquilla en la coraza se limita aproximadamente al 20% de la velocidad acústica en el gas de densidad ρ_s bajo una presión P_s .

Finalmente, el mínimo diámetro de la boquilla en de la coraza $D_{ns,min}$ (mm) se puede determinar a partir de los valores recomendados de $v_{ns,min}$ y el caudal del lado de la coraza \dot{M}_s (kg/s).

$$D_{ns,min} = 10^{-3} \sqrt{\frac{\dot{M}_s}{\left(\frac{\pi}{4}\right)\rho_s v_{ns,max}}} \text{ (mm)} \quad (60)$$

La caída de presión en las consideraciones de vibración de boquilla y el tubo puede sin embargo, requerir mayores boquillas que las fijadas por la ecuación (60) como los valores mínimos.

4.2.2.13 Número total de tubos en la coraza, N_{tt} . Debido a los múltiples parámetros que afectan a N_{tt} , la información tabular basada en los diseños reales es siempre limitado, aunque confiables. Especialmente para los casos de diseño donde D_s , N_{tp} , y otras variables pueden cambiar en el curso del cálculo. Una correlación simple pero precisa se sugiere a continuación:

Para un paso en los tubos, $N_{tp} = 1$

$$N_{tt} = (N_{tt})_1 = \frac{0,78 D_{ctl}^2}{C_1 (L_{tp})^2} \quad (61)$$

$C_1 = 0,866$ para 30°

$C_1 = 1$ para 45° y 90° .

Donde:

D_{ctl} = Diámetro del círculo de tubos, a partir de la ec. [69] (mm).

L_{tp} = Paso de los tubos (mm).

C_1 = Constante basada en el ángulo del arreglo de tubos.

Si los tubos tienen que ser omitidos para acomodar placas de choque (Fig. 45) o por razones de distribución del fluido en la coraza, se aplica un factor de corrección basado en la sustracción de la zona del círculo D_{ctl} en la ecuación (61), expresado en forma de un factor de corrección:

$$N_{tt} = (N_{tt})_1 (1 - \psi_c) \quad (62)$$

El factor de corrección ψ_c , se calcula por los mismos principios que el área de corte deflector mostrado en la Figura 51. Sustituyendo los valores correspondientes a esta situación, obtenemos:

$$\theta_{ctl} = 2 \cos^{-1} \left(\frac{D_s}{D_{ctl}} \left(1 - 2 \frac{Bc^*}{100} \right) \right) \quad (deg) \quad (63)$$

$$S_c = 0,78 D_{ctl}^2 \left(\frac{\theta_{ctl}}{360} - \frac{\sin \theta_{ctl}}{2\pi} \right) \quad (mm^2) \quad (64)$$

Donde:

S_c = Área del punto de corte del círculo D_{ctl} (mm).

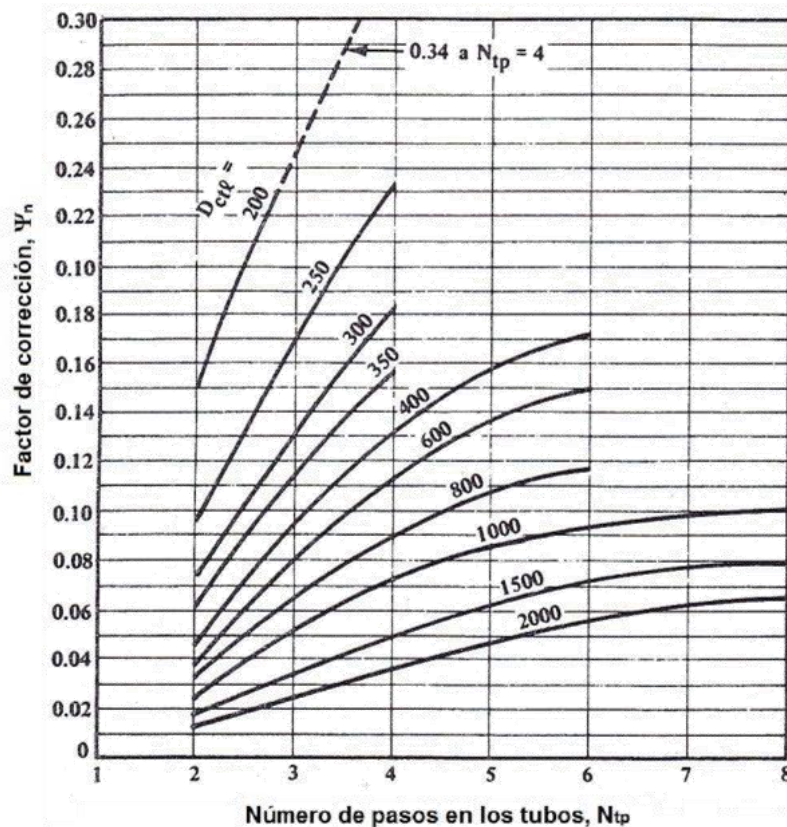
Bc^* = Corte en porcentaje de D_s , entre el diámetro interior de la coraza D_s y la línea de corte (%).

El factor de corrección de ψ_c es entonces:

$$\psi_c = \frac{\theta_{ctl}}{360} - \frac{\text{sen}(\theta_{ctl})}{2\pi} \quad (65)$$

Para múltiples pasos en los tubos, $N_{tp} > 1$, un factor de corrección ψ_n , debe ser utilizado para tener en cuenta la disminución del recuento de tubo debido a las particiones en los pasos de tubo. Esto es muy difícil generalizar, ya que depende de varios parámetros geométricos. Una estimación aproximada de ψ_n se muestra en la Figura 47.

Figura 47. Factor de corrección ψ_n para estimación de números de tubos en los haces de tubos con número de tubos $N_{tp} = 2 - 8$



Fuente: TABOREK J. Heat Exchanger Design Handbook, pág. 3.3.5-12

$$N_{tt} = (N_{tt})_1(1 - \psi_n) \quad (66)$$

La precisión prevista de este método es aproximadamente 10% en diámetros pequeños de coraza ($D_s < 400mm$), y 5% para corazas de mayor dimensión.

4.2.2.14 Número de pasos de tubo, N_{tp} . Tenga en cuenta que las particiones del paso deberán estar situadas, tanto como sea posible perpendicularmente a la corriente del flujo cruzado, para evitar el flujo de derivación. Para los cálculos de diseño, este elemento se utiliza para la determinación de la velocidad de flujo del lado del tubo y, en su caso, por el factor de corrección ΔT_m . Otra regla importante es que se exige un número mínimo de tubos cuando los pasos de tubo es aproximadamente 8. Una guía aproximada de $N_{tp,max}$ en función de D_s se muestra a continuación.

Tabla 31. Guía aproximada de número de pasos $N_{tp,max}$ en función D_s

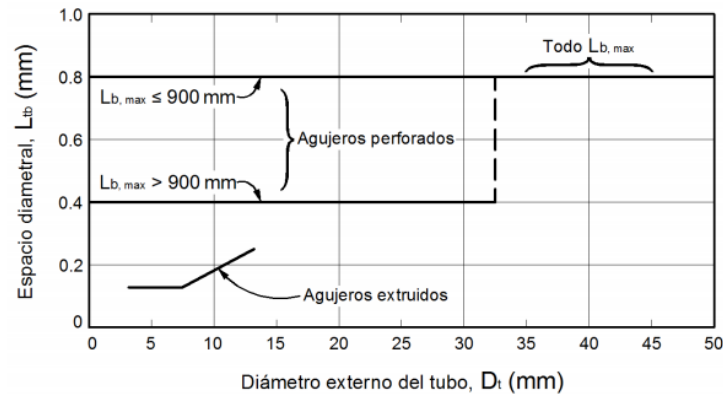
D_s (mm)	200	400-800	800-1 200	>1 200
$N_{tp,max}$	2	4-6	6-8	8-10

Fuente: TABOREK J. Heat Exchanger Design Handbook. p. 3.3.5-12

4.2.2.15 Holgura diametral entre el diámetro exterior del tubo y el orificio del tubo deflector, L_{tb} (mm). Esta dimensión se requiere para la determinación del agujero de la corriente de fuga del tubo deflector, que es un parámetro de correlación con el método de lado de la coraza. Las Normas TEMA especifican que las separaciones recomendadas en el orificio del tubo deflector como una función de diámetro del tubo (D_t) y $Lb_{máx}$, tal como se muestra en la Figura 48. Esta práctica se basa al fácil requerimiento de montaje de haces tubulares. Tenga en cuenta que existe una incómoda función de paso de $Lb, máx = 900 mm$, pero sin embargo las dimensiones representan una guía razonable a falta de una mejor regla.

En “agujeros extruidos”, como los utilizados para las pequeñas corazas y diámetros pequeños de tubo, se recomienda una utilización de la Figura 48, basándose en la experiencia práctica.

Figura 48. Espacio de agujero diametral tubo a deflector (L_{tb}) en función de D_t y $L_{b,max}$. Y agujeros deflectores extruidos para corazas pequeñas ($D_s < 350 \text{ mm}$)



Fuente: TABOREK J. Heat Exchanger Design Handbook. p. 3.3.5-13

4.2.2.16 Claro entre el diámetro interior de la coraza y el diámetro exterior del deflector, L_{sb} (mm). Este proporciona un paso para el flujo de fuga entre la coraza y el deflector, que afecta considerablemente la eficiencia de transferencia de calor. Para determinar el área de fuga, es necesario establecer la holgura diametral media entre la coraza y el deflector. TEMA especifica sólo el promedio de holgura entre la pared de la coraza y el deflector (L_{sb}), como una función del diámetro coraza D_s . Esto se muestra en la Figura 49.

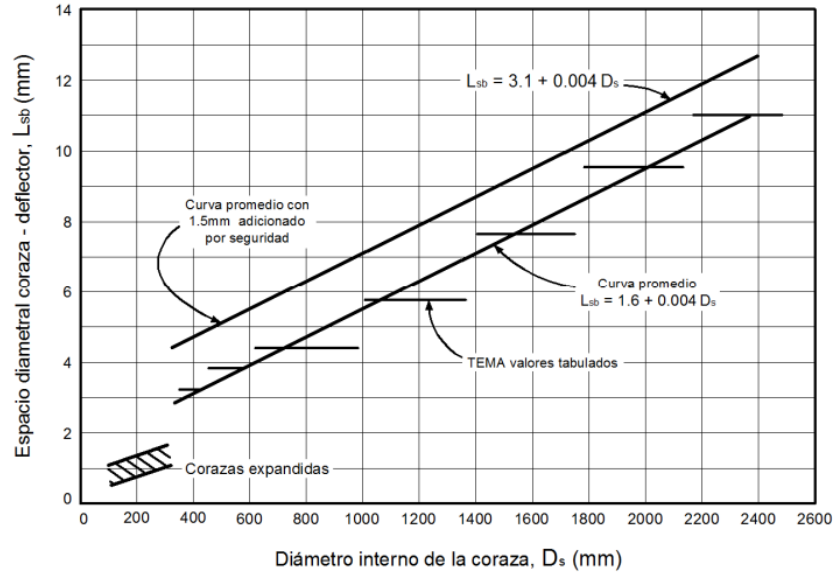
$$L_{sb} = 1,6 + 0,004D_s \text{ (mm)} \quad (67 \text{ a})$$

Debido a la salida de las tolerancias de redondez, que no se definen claramente por TEMA, a menudo se añade un espacio libre adicional de 1.5 mm , lo que resulta en áreas de fuga como un factor de seguridad mayor para la transferencia de calor.

$$L_{sb} = 3,1 + 0,004D_s \text{ (mm)} \quad (67 \text{ b})$$

Corazas pequeñas (aproximadamente hasta 300 mm) son a menudo ampliadas, permitiendo de este modo tolerancias muy estrechas. Esto se muestra en la figura. 49 como un valor separado.

Figura 49. Espacio entre diámetros de coraza y deflector (L_{sb}) como una función del diámetro interior de la coraza (D_s)



Fuente: TABOREK J. Heat Exchanger Design Handbook. p. 3.3.5-14

4.2.2.17 Claro entre el diámetro interno de la coraza y el haz de tubos, L_{bb} (mm). Este valor depende principalmente del tipo de haz de tubos utilizado. Espejos fijos o tubos en U requieren de espacios mínimos. Los diseños de cabezales flotantes de anillo dividido con empaque y los de arrastre requieren espacios mucho más grandes, para acomodar el cabezal posterior. La Figura 50 muestra una estimación de los valores de L_{bb} basado en prácticas usuales.

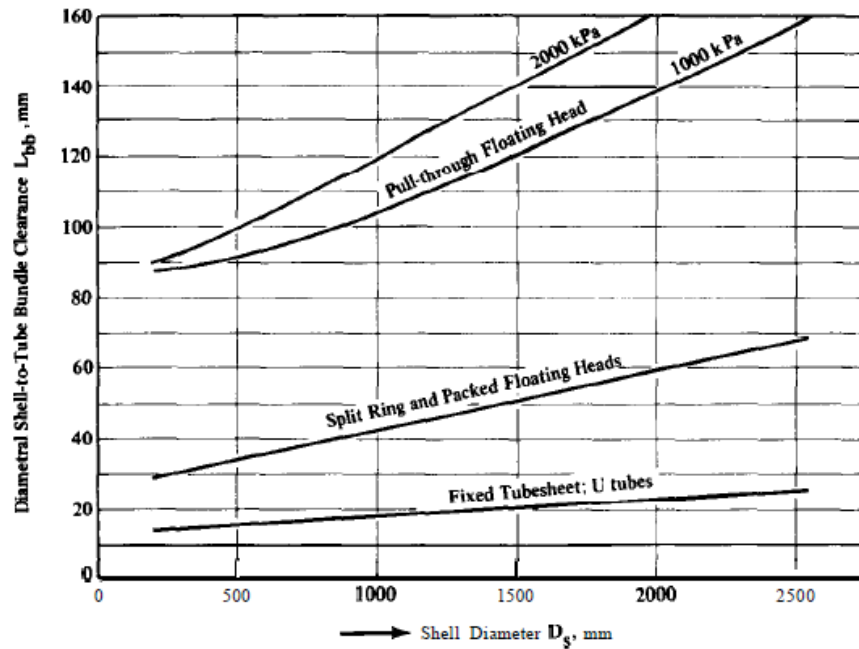
Para calcular el área de paso, se define el círculo circunscrito del haz de tubos D_{otl} , como se muestra en la Figura 51.

$$D_{otl} = D_s - L_{bb} \text{ (mm)} \quad (68)$$

Para calcular otros parámetros relacionados, se requiere el diámetro del círculo a través de los centros del tubo situado dentro de los tubos periféricos (D_{ctl}):

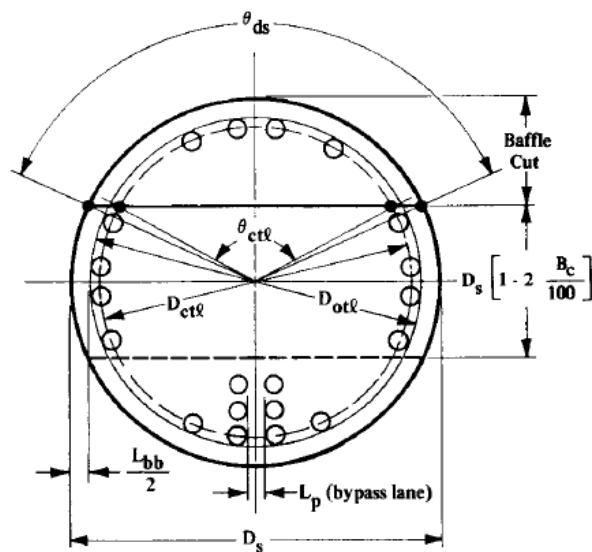
$$D_{ctl} = D_s - (L_{bb} + D_t) = D_{otl} - D_t \text{ (mm)} \quad (69)$$

Figura 50. Espacio entre diámetros de la coraza y haz de tubos (L_{bb})



Fuente: TABOREK J. Heat Exchanger Design Handbook. p. 3.3.5-15

Figura 51. Relaciones básicas de geometría deflectores



Fuente: TABOREK, Heat Exchanger Design Handbook. p. 3.3.6-1

4.2.2.18 Velocidad de flujo máxima admisible lado de los tubos, v_{tmax} (m/s). No existen recomendaciones específicas sobre este tema, pero la práctica general para líquidos limpios exige un $v_{tmax} = 3$ m/s para tubos de acero al carbono o aleaciones de Cu-Ni, 5 m/s para aceros aleados, y 6 m/s para el titanio. La presencia de partículas abrasivas requerirá la reducción de estos límites, especialmente en tubos de U.

4.2.2.19 *Velocidad de flujo mínima aceptable del lado de los tubos, $v_{tmin}(m/s)$.* Una velocidad mínima del lado del tubo se requiere principalmente para evitar el ensuciamiento sensible de la velocidad de flujo.

Como una guía aproximada para líquidos en flujo turbulento, v_{tmin} no debería estar por debajo de 1,0 m/s, y preferiblemente un mayor valor, pero un valor generalmente aceptado sobre la base de la optimizaciones de costos generales entre costo de bombeo de energía, el costo de ensuciamiento en el diseño primario y mantenimiento sería de un $v_t = 2 \text{ m/s}$. (BEGELL HOUSE INC., 1998 págs. 3.3.5-1 a 16)

4.2.2.20 *Coeficiente de transferencia de calor en la coraza, $\alpha_s (W/m^2\text{°K})$.* Los cálculos de transferencia de calor de lado de la coraza, en tales casos, pueden ser pasados por alto, y no se requiere un número de los elementos de entrada, en función de algunos otros requisitos, tales como la estimación del recuento de tubos, y así sucesivamente. Para algunos casos, se requerirá la caída de presión de lado de la coraza incluso si α_s , se especifica. En estos casos se requieren todas las entradas.

Para calcular el coeficiente de transferencia de calor en la coraza utilizaremos el método de Bell-Delaware que considera el flujo en un banco de tubos ideal y las desviaciones de la idealidad, es decir el uso de factores de corrección por las diversas fugas, by pass, distorsiones, etc. Ello hace que el cálculo del coeficiente pelicular por el lado de la coraza sea más preciso con este método. (CUADRADO, 2010 pág. 41)

$$\alpha_s = \alpha_i (J_c, J_l, J_b, J_r, J_s) \quad (70)$$

Donde:

α_i = Coeficiente de transferencia de calor de un banco de tubos ideal ($W/m^2\text{°C}$).

J_c, J_l, J_b, J_r, J_s = Factores de corrección, detallados a continuación.

- *Factor de corrección por efecto del flujo en la ventana del deflector, J_c .*

$$J_c = 0.55 + 0.72F_c \quad (71)$$

$$F_c = 1 - 2F_w \quad (72)$$

$$F_w = \frac{\theta_{ctl}}{360} - \frac{\sin\theta_{ctl}}{2\pi} \quad (73)$$

Donde:

F_c = Fracción de tubos en flujo cruzado

F_w = Fracción de los tubos entre el deflector y los extremos deflectores.

D_s = Diámetro interior de la coraza (mm)

D_{ctl} = Diámetro exterior del haz de tubos (mm).

D_{otl} = Diámetro de la circunferencia que une los centros de los tubos adyacentes a la coraza (mm).

- *Factor de corrección por efectos de fugas del fluido en el deflector, J_l .* Las fugas ocurren en el espacio entre el diámetro interno de la coraza y el deflector, y, el espacio entre el diámetro exterior del tubo y el agujero del deflector. Las fugas del fluido en estas dos zonas influyen en el coeficiente de transferencia de calor y en la caída de presión en el lado de la coraza. El valor de J_l se puede determinar por:

$$J_l = 0.44(1 - r_s) + [1 - 0.44(1 - r_s)] \exp(-2.2 r_{lm}) \quad (74)$$

$$r_{lm} = \frac{S_{sb} + S_{tb}}{S_m} \quad (75)$$

$$r_s = \frac{S_{sb}}{S_{sb} + S_{tb}} \quad (76)$$

$$S_{sb} = 0.00436 D_s L_{sb} (360 - \theta_{ds}) \quad (77)$$

$$\theta_{ds} = 2 \cos^{-1} \left[1 - 2 \left(\frac{B_c}{100} \right) \right] \quad (78)$$

$$S_{tb} = (S_{tb})_1 (N_{tt}) (1 - F_w) \quad (79)$$

$$(S_{tb})_1 = \frac{\pi}{4} [(D_t + L_{tb})^2 - D_t^2] \quad (80)$$

$$S_m = L_{bc} \left[L_{bb} + \frac{D_{ctl}}{L_{tp_{eff}}} (L_{tp} - D_t) \right] \quad (81)$$

Donde:

S_{sb} = Área de fuga del fluido entre la coraza y el deflector (mm²).

$(S_{tb})_1$ = Área de fuga del fluido entre el tubo y deflector (mm²).

L_{sb} = Espacio entre diámetros de coraza y deflector (mm).

N_{tt} = Número total de tubos.

L_{tp} = Paso en el arreglo de tubo (mm).

ψ_n = Factor de corrección según el número de pasos en los tubos.

S_m = Área de flujo cruzado, relativa a la línea central del haz de tubos (mm).

L_{bc} = Espaciado entre deflectores centrales (mm).

- *Factor de corrección por efecto de bypass del fluido entre el haz de tubos y la coraza, J_b .* Puede valorarse por la siguiente expresión:

$$J_b = \exp[-C_{bh}F_{sbp}(1 - \sqrt[3]{2r_{ss}})] \quad (82)$$

$$F_{sbp} = \frac{S_b}{S_m} \quad (83)$$

$$r_{ss} = \frac{N_{ss}}{N_{tcc}} \quad (84)$$

$$S_b = L_{bc}[(D_s - D_{otl}) + L_{pl}] \quad (85)$$

$$N_{tcc} = \frac{D_s}{L_{pp}} \left[1 - 2 \left(\frac{Bc}{100} \right) \right] \quad (86)$$

$C_{bh} = 1.35$ para flujo laminar ($Re \leq 100$)

$C_{bh} = 1.25$ para flujo turbulento ($Re > 100$)

Si $r_{ss} \geq 1/2$; $J_b = 1$

$r_{ss} = 0$ para espejos fijos y tubos en U.

Donde:

S_b = Área del bypass (mm^2).

N_{ss} = Número de pares de sellos en un deflector longitudinal. Una recomendación práctica es utilizar un sello para 4 o 6 filas de tubos.

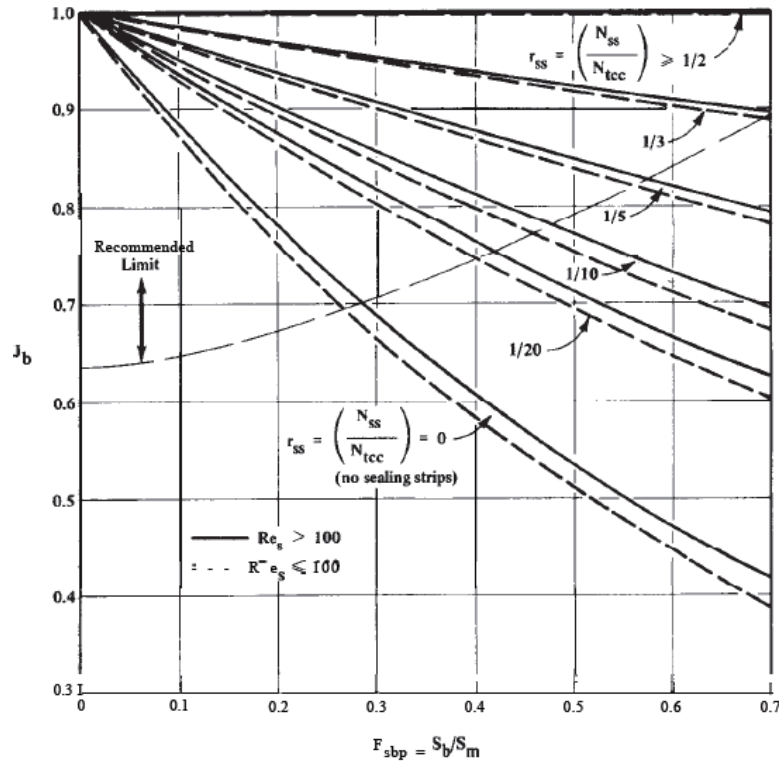
N_{tcc} = Número de filas de tubos entre el extremo del deflector y una sección de flujo cruzado en el deflector.

L_{pl} = Expresa el efecto bypass del tubo (mm). $L_{pl} = 0$ para cálculos estándar,

$L_{pl} = 0.5L_p$ para propósitos de cálculos estimados (mm).

L_{pp} = Tabla 30 (mm).

Figura 52. Factor de corrección J_b como una función de F_{bsp}



Fuente: TABOREK J. Heat Exchanger Design Handbook. p. 3.3.6-9

- *Factor de corrección para gradientes de temperaturas adversas en flujo laminar, J_r .* Un flujo laminar ($Re < 20$) disminuye notablemente la transmisión de calor ocasionado eventualmente un efecto adverso del gradiente de temperatura desarrollado en la capa límite. (BEGELL HOUSE INC., 1998 págs. 3.3.6-9)

$$J_r = (J_r)_r = \left(\frac{10}{N_c}\right)^{0.18} = \frac{1.51}{(N_c)^{0.18}} \quad (87)$$

$$N_{tcw} = \frac{0.8}{L_{pp}} \left[D_s \left(\frac{B_c}{100} \right) - \frac{D_s - D_{ctl}}{2} \right] \quad (88)$$

$$N_b = \frac{L_{ti}}{L_{bc}} - 1 \quad (89)$$

$$N_c = (N_{tcc} + N_{tcw})(N_b + 1) \quad (90)$$

Para valores de $Re = 100$, estos efectos desaparecen. Como el flujo dentro de la coraza es turbulento, $J_r = 1$.

Donde:

N_c = Número total de filas de tubos cruzados en todo el intercambiador

N_b = Número de deflectores. Su valor debe ser redondeado

N_{tcw} = Número efectivo de filas de tubos cruzados en la ventana del deflector.

- *Factor de corrección por espacios desiguales de los deflectores en la entrada L_{bi} y la salida del fluido L_{bo} , (J_s).*

$$J_s = \frac{(N_b-1)+(L_i^*)^{(1-n)}+(L_o^*)^{(1-n)}}{(N_b-1)+L_i^*+L_o^*} \quad (91)$$

$$L_i^* = \frac{L_{bi}}{L_{bc}} \quad (92)$$

$$L_o^* = \frac{L_{bo}}{L_{bc}} \quad (93)$$

$$N_b = \frac{L_{ti}}{L_{bc}} - 1 \quad (94)$$

Donde:

L_{bc} = Espacio entre deflectores (mm).

L_{bi} = Espacio entre el espejo y el primer deflector a la entrada de la coraza (mm)

L_{bo} = Espacio entre el espejo y el último deflector a la salida de la coraza (mm).

N_b = Número de deflectores.

L_{ti} = Longitud de la suma de todos los espacios de deflectores (mm).

$n = 0.6$ Para flujo turbulento.

$n = 1/3$ Para flujo laminar. (BEGELL HOUSE INC., 1998 págs. 3.3.6-10).

- *Correlaciones para un banco de tubos ideal.* El coeficiente de transferencia de calor en el lado de la coraza α_i para un banco de tubos ideal se determina por:

$$\alpha_i = j_i(Cp)_s \dot{m}_s (Pr_s)^{-2/3} (\Phi_s)^r \quad (95)$$

$$\dot{m}_s = \frac{M_s}{S_m} \quad (96)$$

Para líquidos:

$$(\Phi_s)^r = \left(\frac{\eta_s}{\eta_{s,w}} \right)^{0.14} \quad (97)$$

Para gases enfriados:

$$(\Phi_s)^r = 1 \quad (98)$$

Para gases calentados:

$$(\Phi_s)^r = \left(\frac{\bar{T}_s + 273}{T_w + 273} \right)^{0.25} \quad (99)$$

$$T_w = \bar{T}_s + \frac{\bar{T}_s - \bar{T}_t}{1 + (\alpha_t / \alpha_s)} \quad (100)$$

Donde:

\dot{m}_s = Velocidad másica del fluido en la coraza (kg/m^2s).

$(\Phi_s)^r$ = Factor de corrección por efectos de variación en los valores de la viscosidad dinámica.

$\eta_{s,w}$ = Es la viscosidad dinámica del fluido en la coraza evaluada a la temperatura de la pared del tubo T_w (kg/ms).

\bar{T}_s = Temperaturas promedio del fluido que pasa por la coraza ($^{\circ}C$).

\bar{T}_t = Temperaturas promedio del fluido que pasa por los tubos ($^{\circ}C$).

- La caída de presión en un banco de tubos ideal en un compartimento central de un deflector Δp_{bi} , cuyo espacio es Lbc, se determina por la siguiente expresión:

$$\Delta p_{bi} = 2(10^{-3}) f_i N_{tcc} \frac{(\dot{m}_s)^2}{\rho_s} (\Phi_s)^{-r} \quad (101)$$

Donde:

f_i = Factor de fricción en función del número de Reynolds del fluido en la coraza. Ec. [104]

Para aplicaciones computacionales, un conjunto de constantes que figuran en la Tabla 32, son utilizadas para el ajuste de las curvas, de la siguiente forma:

$$j_i = a_1 \left(\frac{1.33}{L_{tp}/D_t} \right)^a (Re_s)^{a_2} \quad (102)$$

Los factores a se determinan en la Tabla 32, en función del número de Reynolds y el ángulo característico: (BEGELL HOUSE INC., 1998 págs. 3.3.7-3 y 4)

$$a = \frac{a_3}{1+0.14Re^{a_4}} \quad (103)$$

$$f_i = b_1 \left(\frac{1.33}{L_{tp}/D_t} \right)^b (Re_s)^{b_2} \quad (104)$$

$$b = \frac{b_3}{1+0.14(Re_s)^{b_4}} \quad (105)$$

Tabla 32. Coeficiente de correlación para j_i y f_i

Angulo	Re	a1	a2	a3	a4	b1	b2	b3	b4
30° (t)	10 ⁵ -10 ⁴	0,321	-0,388	1,45	0,519	0,372	-0,123	7	0,5
	10 ⁴ -10 ³	0,321	-0,388	1,45	0,519	0,486	-0,152	7	0,5
	10 ³ -10 ²	0,593	-0,477	1,45	0,519	4,57	-0,476	7	0,5
	10 ² -10 ¹	1,36	-0,657	1,45	0,519	45,1	-0,973	7	0,5
	10 ¹ -10 ⁰	1,4	-0,667	1,45	0,519	48	-1	7	0,5
45° (r)	10 ⁵ -10 ⁴	0,37	-0,396	1,93	0,5	0,303	-0,126	6,59	0,52
	10 ⁴ -10 ³	0,37	-0,396	1,93	0,5	0,333	-0,136	6,59	0,52
	10 ³ -10 ²	0,73	-0,5	1,93	0,5	3,5	-0,476	6,59	0,52
	10 ² -10 ¹	0,498	-0,656	1,93	0,5	26,2	-0,913	6,59	0,52
	10 ¹ -10 ⁰	1,55	-0,667	1,93	0,5	32	-1	6,59	0,52
90° (c)	10 ⁵ -10 ⁴	0,37	-0,395	1,187	0,37	0,391	-0,148	6,3	0,378
	10 ⁴ -10 ³	0,107	-0,266	1,187	0,37	0,0815	0,022	6,3	0,378
	10 ³ -10 ²	0,408	-0,46	1,187	0,37	6,09	-0,602	6,3	0,378
	10 ² -10 ¹	0,9	-0,631	1,187	0,37	32,1	-0,963	6,3	0,378
	10 ¹ -10 ⁰	0,97	-0,667	1,187	0,37	35	-1	6,3	0,378

Fuente: CUADRADO Karina. Diseño construcción y pruebas de un intercambiador de calor de carcasa y tubos para laboratorio de térmicas de la facultad de mecánica. Tesis. p. 52

4.2.2.21 *Coeficiente de transferencia de calor del lado del tubo, α_t (W/m²°K).*
Esencialmente la mismas observaciones se aplican para α_s , excepto que en la resistencia de control es en este caso en el lado de la coraza, se requieren especificaciones

completas de las relacionadas con el flujo de elementos de datos entrada del lado de la coraza.

Nota: La estimación de α_s y α_t es útil en la mayoría de los casos para el cálculo del diseño inicial y factor de corrección ϕ para líquidos.

Antes de calcular se debe saber qué tipo de flujo es, turbulento o laminar según el número de Reynolds de la ec. (10). Como es un intercambiador circular de coraza y tubos de la Ec. (8) despejamos el coeficiente convectivo:

$$\alpha_t = \frac{Nu \, k_t}{D_{it}} \quad (106)$$

Cálculos auxiliares para (Nu):

$$Re_t = \frac{\dot{m}_t D_{it}}{\mu_t} \quad (107)$$

Si $Re_t > 2300$ el fluido es turbulento

Si $Re_t < 2300$ el fluido es laminar

$$\dot{m}_t = \frac{\dot{M}_t}{A_{it,flujo}} \quad (108)$$

$$A_{it,flujo} = \frac{N_{tt}}{N_{tp}} A_{it} \quad (109)$$

$$A_{it} = \frac{\pi D_{it}^2}{4} \quad (110)$$

Nota: según el tipo de fluido (laminar o turbulento), se aplica la ecuación correspondiente de número de Nusselt (Nu) de las secciones 2.5.2 y 2.5.3

Donde:

Re_t = Número de Reynolds en los tubos.

μ_t = Viscosidad dinámica del fluido en los tubos (kg/ms).

\dot{m}_t = velocidad másica del fluido en los tubos (kg/m^2s).

\dot{M}_t = flujo másico que entra a los tubos (kg/s).

A_{it} = Área del perímetro interno del tubo (m^2).

$A_{it,flujo}$ = Área interna de flujo de los tubos (m^2).

4.2.3 Parámetros del diseño hidráulico

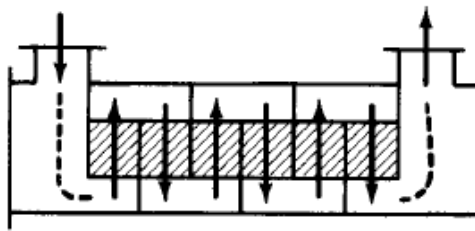
4.2.3.1 Caída de presión total del fluido en la coraza Δp_s . Los valores de caída de presión máxima permisible para el lado de la coraza y del tubo, son esenciales para los casos de diseño. La mejor utilización de la ΔP permitida resultará que el intercambiador sea menos costoso y más eficiente. La caída de presión depende de las condiciones de operación de la instalación, debe ser un dato inicial.

La caída de presión total del fluido en la coraza, excluidos las boquillas de entrada y salida se determina por la siguiente expresión:

$$\Delta p_s = \Delta p_c + \Delta p_w + \Delta p_e \quad (111)$$

- **Caída de presión del flujo cruzado entre deflectores Δp_c .** La sección del intercambiador regulada por esta componente de caída de presión se muestra en la Figura 53.

Figura 53. Región de flujo entre deflectores



Fuente: TABOREK J. Heat Exchanger Design Handbook. p. 3.3.8-2

$$\Delta p_c = \Delta p_{bi}(N_b - 1)(R_b)(R_l) \quad (112)$$

Cálculos auxiliares:

$$R_b = \exp[-C_{bp}F_{sbp}(1 - \sqrt[3]{2r_{ss}})] \quad (113)$$

$$R_l = \exp[-1.33(1 + r_s)(r_{lm})^p] \quad (114)$$

$$p = [-0.15(1 + r_s) + 0.8] \quad (115)$$

Si $r_{ss} \geq 1/2$, $R_b = 1$

$C_{bp} = 4.5$ para flujo laminar ($Re_s \leq 100$)

$C_{bp} = 3.7$ para flujo turbulento ($Re_s > 100$)

Donde:

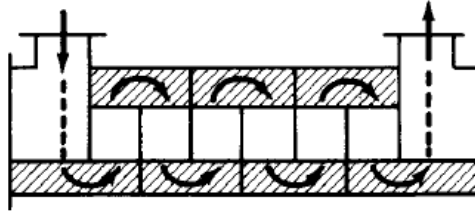
R_b = Factor de corrección de flujo en el bypass.

N_b = Número de deflectores; se detalló en la Ec. [89]

Δp_{bi} = Caída de presión en un banco de tubos ideal, detallado en la Ec. [101]

- *Caída de presión en todas las ventanas de los deflectores Δp_w .* Este es la caída de presión en todos los deflectores cruzados, como se muestra en la Figura 54. El método de Delaware ofrece dos correlaciones diferentes, uno para turbulento y uno para el flujo laminar.

Figura 54. Región de flujo en ventanas del deflector



Fuente: TABOREK J. Heat Exchanger Design Handbook. p. 3.3.8-2

Para flujo turbulento ($Re > 100$), se calcula mediante la expresión:

$$\Delta p_w = N_b R_l \left[(2 + 0.6 N_{tcw}) \frac{\dot{m}_w}{2 \rho_s} (10^{-3}) \right] \quad (116-a)$$

Para flujo laminar ($Re < 100$), se calcula mediante la expresión:

$$\Delta p_w = N_b R_l \left\{ 26 \frac{(\dot{m}_w) \eta_s}{\rho_s} \left[\frac{N_{tcw}}{L_{tp} - D_t} + \frac{L_{bc}}{(D_w)^2} \right] + \left[2(10^{-3}) \frac{(\dot{m}_w)^2}{2 \rho_s} \right] \right\} \quad (116-b)$$

Cálculos auxiliares:

$$\dot{m}_w = \frac{\dot{M}_s}{\sqrt{S_m S_w}} * 10^6 \quad (117)$$

$$S_w = S_{wg} - S_{wt} \quad (118)$$

$$S_{wg} = \frac{\pi}{4} (D_s)^2 \left(\frac{\theta_{ds}}{360} - \frac{\sin \theta_{ds}}{2\pi} \right) \quad (119)$$

$$S_{wt} = N_{tw} \left(\frac{\pi}{4} D_t^2 \right) \quad (120)$$

$$N_{tw} = N_{tt} F_w \quad (121)$$

$$D_w = \frac{4S_w}{\pi D_t N_{tw} + \pi D_s \theta_{ds}/360} \text{ (mm)} \quad (122)$$

Donde:

S_w = Área del flujo cruzado a través de la ventana del deflector (mm^2).

S_{wg} = Área total del flujo a través de la ventana del deflector (mm^2).

S_{wt} = Área ocupada por los tubos en la ventana del deflector (mm^2).

N_{tw} = Número de tubos en la ventana del deflector (mm^2).

D_w = Diámetro hidráulico equivalente de una ventana deflectora segmentaria (mm).

- *Caída de presión del fluido en los compartimientos del primero y último deflector* Δp_e . Las zonas de caída de presión Δp_e están identificadas en la Figura 55. La caída de presión en las dos zonas finales es:

$$\Delta p_e = (\Delta p_{bi}) \left(1 + \left(\frac{N_{tcw}}{N_{tcc}} \right) \right) R_b R_s \quad (123)$$

Figura 55. Región de flujo para los compartimentos de los últimos deflectores



Fuente: TABOREK J. Heat Exchanger Design Handbook. p. 3.3.8-2

$$R_s = \left(\frac{L_{bc}}{L_{bo}} \right)^{2-n} + \left(\frac{L_{bc}}{L_{bi}} \right)^{2-n} \quad (124)$$

Si todos los espacios del deflector son iguales: $R_s = 2$

$n = 1$ para flujo laminar ($Re < 100$)

$n = 0.2$ para flujo turbulento

Donde:

R_s = Factor de corrección para la caída de presión por espacios desiguales de deflectores.

n = Pendiente de la curva del factor de fricción.

4.2.4 Parámetros del diseño mecánico. El diseño mecánico de recipientes a presión, como el de la gran mayoría de los equipos para procesos industriales, se encuentran regidos por diferentes normas y códigos. Para el caso de los intercambiadores de calor de tubo y coraza, el código más empleado es el ASME Boiler and Pressure Vessels Code (Código para Calderas y Recipientes a Presión de la Sociedad Americana de Ingenieros Mecánicos).

En ésta sección se proporciona un panorama sobre los procedimientos de diseño de corazas o envoltentes, tapas, espejos de tubos, tubos, bridas, boquillas y deflectores. Cada componente se analiza por separado en función de las fuerzas, tensiones y deformaciones a que están sujetos. Para iniciar el proceso de cálculo se asume que se conoce el esquema y disposición de los elementos que conforman el Intercambiador de calor. Se recomienda el cálculo del espesor de los componentes del cabezal para asegurar el espacio suficiente entre la coraza y el diámetro del círculo límite exterior de

los tubos. Luego pueden calcularse los espesores de la coraza, canal y los demás componentes de la coraza. El espesor de la pared de los tubos seleccionado en el diseño térmico, debe ser verificado; luego los elementos sujetos a presión y finalmente se dimensionan los elementos no sujetos a presión. (CUADRADO, 2010 págs. 53,54)

En primera instancia se debe determinar la presión y temperatura de diseño, a continuación se explica el procedimiento.

- *Presión de operación (P_o)*. También conocida como presión de trabajo. Se define como la presión manométrica a la cual está sometido un equipo en condiciones normales de operación. Debemos tener presente que en el caso de los cambiadores de calor, se manejan dos presiones de operación, una por el lado de tubos y la otra por el lado de la coraza.
- *Presión de diseño (P_d)*. Se define como la presión que será utilizada en el diseño del intercambiador de calor. Para servicios a “vacío” se debe especificar una presión externa de diseño de 15 lb/plg^2 (vacío total). Para una presión de operación arriba de la atmosférica, la presión de diseño será: (Universidad Nacional del Callao, 2012 pág. 4)

$$P_d = P_o + 30 \frac{\text{lb}}{\text{plg}^2} ; \text{ Si } P_o \leq 300 \text{ lb/plg}^2 \quad (125\text{-a})$$

$$P_d = 1.1P_o ; \text{ Si } P_o > 300 \text{ lb/plg}^2 \quad (125\text{-b})$$

- *Temperatura de diseño*. La temperatura de diseño es la temperatura del metal que representa la condición más severa de presión y temperatura coincidentes. Los requisitos para determinar la temperatura del metal de diseño para tuberías son como sigue:

Para componentes de tubería con aislamiento externo, la temperatura del metal para diseño será la máxima temperatura de diseño del fluido contenido. Para componentes de tubería sin aislamiento externo y sin revestimiento interno, con fluidos a temperaturas mayores de 32°F , la temperatura del metal para diseño será la máxima temperatura del fluido reducida según los porcentajes de la Tabla 33.

Tabla 33. Reducción de temperatura para componentes sin aislamiento

Componente	$\sigma T\%$
Válvulas, tubería, uniones solapadas y accesorios soldados	5
Accesorios bridados	10
Bridas (en línea)	10
Bridas de uniones solapadas	15
Empaques (en uniones en línea)	10
Pernos (en uniones en línea)	20
Empaques (en casquetes de válvulas)	15
Pernos (en casquete de válvulas)	30

Fuente: GOTERA Eddin. Una guía para el diseño de tuberías. p. 4

Para temperaturas de fluidos menores de 32°F (0°C), la temperatura del metal para el diseño, será la temperatura de diseño del fluido contenido. Para tuberías aisladas internamente la temperatura será especificada o será calculada usando la temperatura ambiental máxima sin viento (velocidad cero). (GOTERA pág. 4)

4.2.4.1 Diseño de corazas cilíndricas

- **Condiciones de presión interna.** El espesor mínimo t_s de la coraza sometida a presión interna de diseño P_d , debe ser el que resulte mayor por cálculo de esfuerzos circunferenciales y longitudinales:
- **Esfuerzo Circunferencial.** Cuando el espesor de la pared no sea mayor a la mitad del radio interno o cuando P no sea mayor a 0.385 SE:

$$t_s = \frac{P_d R}{SE - 0.6P} \quad (126)$$

- **Esfuerzo Longitudinal.** Esfuerzos longitudinales (junta circunferencial). Cuando P no excede de 1.25SE.

$$t_s = \frac{P_d R}{2SE - 0.4P} \quad (127)$$

En las Ecuaciones (126) y (127); no se toma en cuenta el efecto de la corrosión.

Donde:

P_d = Presión interna de diseño (*psi*).

R = Radio interno de la coraza (*mm*).

S = Esfuerzo disponible máximo del material de la coraza (*psi*).

E = Eficiencia de la junta, $E = 1$, para tubo sin costura.

(SALAZAR, 2001 págs. 60-61)

4.2.4.2 Diseño de tubos. El espesor del tubo fue necesario determinar en el diseño térmico, sin embargo es preciso comprobar su valor para las condiciones de presión interna al que está sometido. El código (ASME - Boiles and Pressure Vessel Code, 2010) en sus artículos UG-28 y UG-31, permiten el cálculo de espesores de diseño, e indican el procedimiento a usar.

- ***Para condiciones de presión interna.*** El espesor mínimo del tubo sometido a la presión interna P , debe ser el que resulte mayor por cálculo de esfuerzos circunferenciales (tangenciales) y longitudinales:

- *Esfuerzo circunferencial*

$$t_t = \frac{P_d R}{SE - 0.6P} \quad (128)$$

- *Esfuerzo longitudinal*

$$t_t = \frac{P_d R}{2SE - 0.4P} \quad (129)$$

Cuando se trata de tubos sin costura $E = 1$; para tubos con costura, se considera esfuerzo máximo admisible, para tubos que ya consideran la eficiencia de la junta.

- ***Para condiciones de presión externa.*** De acuerdo con el código (ASME - Boiles and Pressure Vessel Code, 2010), se sigue un procedimiento gráfico en el artículo UG-28, complementado con el código (ASME - Boiler and Pressure Vessel Code, 2010).

- Para tubos con relación $D_t/t > 10$.

1. Se determina L_{ti}/D_t y D_t/t con el valor de t propuesto.

Donde:

L_{ti} = Longitud del tubo entre espejos (*plg*).

D_t = Diámetro exterior de los tubos (*plg*).

2. Se calcula el factor A por medio del diagrama del Anexo VII, haciendo coincidir el valor de L_{ti}/D_t . Los mayores a 50, se usa el de $L_{ti}/D_t = 50$.
3. Se calcula el factor B por medio del diagrama del Anexo VIII.
4. Se calcula la presión máxima permisible Pa para el tubo por la ecuación:

$$Pa = \frac{4B}{3(D_t/t)} \quad (130)$$

5. Cuando no se puede obtener el valor de B gráficamente, la presión máxima permisible Pa , se calcula por la siguiente ecuación:

$$Pa = \frac{2AE}{3(D_t/t)} \quad (131)$$

6. Se compara el valor calculado Pa con el valor de la presión externa de diseño: Si $Pa > P$ el espesor t supuesto es correcto; si $Pa < P$ el espesor t supuesto no es correcto, y debe iniciarse nuevamente el procedimiento con el valor mayor de t .

- Para tubos con relación $D_t/t < 10$.

1. Usando el mismo procedimiento anterior se calcula B . Cuando la relación $D_t/t < 4$, el factor A se calcula por:

$$A = \frac{1.1}{(D_t/t)^2} \quad (132)$$

Para valores de A mayores a 0.10, se usa $A = 0.10$

2. Se calcula Pa_1 :

$$Pa_1 = B \left(\frac{2.167}{D_t/t} - 0.0833 \right) \quad (133)$$

3. Se calcula Pa_2 :

$$Pa_2 = \frac{2S^*}{D_t/t} \left(1 - \frac{1}{D_t/t} \right) \quad (134)$$

Siendo S^* el menor valor de 2 veces el esfuerzo máximo permisible del material, o 0.9 veces el esfuerzo de cedencia del material.

4. Pa se selecciona como el menor valor calculado de Pa_1 y Pa_2 , y se compara con la presión externa de diseño:

Si $Pa > P_d$ el espesor t supuesto es correcto.

Si $Pa < P_d$ el espesor t supuesto no es correcto, y debe iniciarse nuevamente el procedimiento con un valor mayor de t . (SALAZAR, 2001 págs. 81-83)

4.2.4.3 Diseño de tapas. El diseño de tapas se hace de acuerdo a UG-32 y UG-33 del (ASME - Boilers and Pressure Vessel Code, 2010). Los elementos utilizados en los cabezales tanto de entrada como de retorno (o salida), a fin de proporcionar el cierre en los extremos del cambiador de calor, pueden ser de dos tipos: *tapas bombadas* y *tapas planas*, las cuales se han de seleccionar en función de las características propias de cada una de ellas o bien de acuerdo al tipo de tapa requerida por el cambiador que se esté diseñando, tomando en consideración las condiciones de servicio.

- **Tapas abombadas:** Dentro de la clasificación de tapas abombadas se presentan las llamadas torisféricas y elípticas, ambas soldables al cuerpo cilíndrico de los cabezales en el extremo de la ceja recta con que cuentan y siendo por consecuencia, elementos no desmontables.

Por presión interna.

- *Tapa elíptica.* Este tipo de tapa tiene las características geométricas mostradas en la Figura 56. Son empleadas cuando el espesor calculado en una tapa toriesférica es relativamente alto. Este tipo de tapas son formadas a base de troqueles.

El espesor requerido por una tapa de forma semielíptica, deberá determinarse mediante la siguiente ecuación, cuando $t/L \geq 0.002$:

$$t_h = \frac{P_d D}{2SE - 0.2P_d} \quad (135)$$

- *Tapa toriesférica.* Este tipo de tapas son las que tienen más aceptación en la industria debido a que su costo es bajo, soportando altas presiones manométricas, su característica principal es que el radio de corona es igual al diámetro interior del cabezal, mientras que el radio interior de la rodilla es el 6% del diámetro interior del cabezal. El espesor requerido para este tipo de tapas, deberá determinarse por la siguiente ecuación, cuando $t/L \geq 0.002$:

$$t_h = \frac{0.885P_d L}{SE - 0.1P_d} \quad (136)$$

- *Tapa hemisférica.* Sus características geométricas se muestran en la figura 56. El cálculo de su espesor mínimo se hace por la ecuación, cuando su espesor no excede $3.365L$ o P no exceda a $0.665SE$:

$$t_h = \frac{P_d L}{2SE - 0.2P_d} \quad (137)$$

Donde:

t_h = Espesor de la tapa (mm).

P_d = Presión de diseño en la tapa (psi).

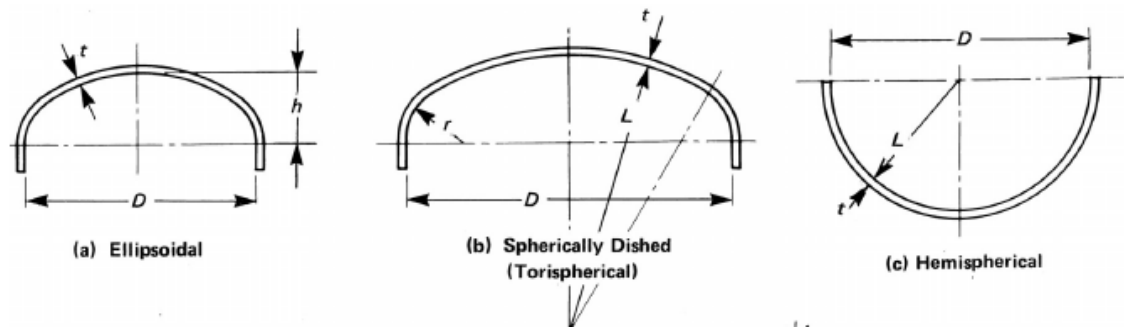
D = Longitud interior del eje mayor de una cabeza elipsoidal (mm).

L = Radio interno esférico o de corona (mm).

S = Esfuerzo disponible máximo del material de la tapa (psi).

E = Eficiencia de la junta.

Figura 56. Tapas abombadas



Fuente: ASME - Section VIII, div.1, Boilers and Pressure Vessel Code, pág. 375

- **Tapas planas**

- **Soldada.** Algunos casos típicos se muestran en la figura UG-34 del código (ASME - Boiles and Pressure Vessel Code, 2010 pág. 35). El espesor mínimo se calcula por la ecuación:

$$t_h = d \sqrt{\frac{CP_d}{SE}} \quad (138)$$

Donde:

C = Factor que depende del método de unión de la tapa, mostrados en la figura UG-34 de (ASME - Boiles and Pressure Vessel Code, 2010 pág. 35).

d = Diámetro de la tapa (*plg*). Ejemplos de estos, se muestra en la figura UG-34 de (ASME - Boiles and Pressure Vessel Code, 2010 pág. 35)

S = Esfuerzo disponible máximo del material de la tapa (*psi*).

E = Eficiencia de la junta.

- **Bridada.** Se considera el empaque entre la coraza y la tapa como se muestra en la figura UG-34 de (ASME - Boiles and Pressure Vessel Code, 2010 pág. 35). Para éstos casos, el espesor mínimo se calcula por la siguiente ecuación:

$$t_h = d \sqrt{\frac{CP}{SE} + \frac{19Wh_g}{SEd^3}} \quad (139)$$

Donde:

d = Diámetro medio del empaque (plg).

h_g = Brazo de palanca del empaque, que es la distancia radical de la línea de reacción del empaque a la línea central de los tornillos (plg).

W = Carga total en los tornillos (lb).

A condiciones de operación, W de la ec. (139) es el mayor valor que resulte de las siguientes ecuaciones:

$$Wm_1 = 0.785 d^2 P + 2\pi b d m P \quad (140)$$

$$Wm_2 = \pi b d y \quad (141)$$

Donde:

b = Ancho efectivo de contacto del empaque; se obtiene de la figura 62 (plg)

m = Relación t_T/t_S

t_T = Espesor requerido de la coraza (plg).

t_S = Espesor real comercial de la coraza (plg).

y = Carga máxima permisible en el empaque; su valor se obtiene de la figura 61 (lb/plg^2).

Para condiciones de sello del empaque, W se calcula por la ecuación:

$$W = \frac{A_m + A_b}{2} S_a \quad (142)$$

Donde:

A_b = Área total transversal del empaque de los tornillos (plg^2)

A_a = Área total transversal requerida de los tornillos (plg^2), y que resulta ser la mayor de la obtenida por las siguientes ecuaciones:

$$A_{a1} = \frac{W_{m1}}{S_b} \quad (143)$$

$$A_{a2} = \frac{W_{m2}}{S_a} \quad (144)$$

Donde:

S_a = Esfuerzo máximo permisible del material de los tornillos, a la temperatura ambiente (lb/plg^2).

S_b = Esfuerzo máximo permisible del material de los tornillos, a la temperatura de diseño (lb/plg^2). (SALAZAR, 2001 págs. 65-69)

4.2.4.4 Diseño de espejos de tubos. El diseño de éstos elementos se hace mediante las normas del TEMA, que recomienda que en ningún caso los espesores de los espejos deben ser menores a las tres cuartas partes del diámetro exterior de los tubos para intercambiadores clase B y C, y al menos del mismo diámetro exterior de los tubos para los intercambiadores clase R.

El cálculo del *espesor por flexión* se hace por la siguiente ecuación (TEMA RCB-7.132):

$$t_{ts} = \frac{FG}{3} \sqrt{\frac{P_d}{\eta S}} \quad (145)$$

El cálculo del *espesor por cortante* se hace por la siguiente ecuación según TEMA RCB-7.133.

$$t_{ts} = \frac{0.31 D_L}{\left(1 - \frac{d_t}{P}\right)} \left(\frac{P_d}{S}\right) \quad (146)$$

Cuando $\frac{P}{S} < 1.6 \left(1 - \frac{d_t}{P}\right)^2$, no se considera el esfuerzo cortante.

$$\eta = 1 - \frac{0.785}{\left[\frac{L_{tp}}{d_t}\right]^2} \quad \text{para arreglos cuadrados} \quad (147)$$

$$\eta = 1 - \frac{0.907}{\left[\frac{L_{tp}}{d_t}\right]^2} \quad \text{para arreglos triangulares} \quad (148)$$

Donde:

t_{ts} = Espesor efectivo del espejo (plg).

D_L = Diámetro equivalente del espejo ($D = 4A/C$, en plg).

S = Esfuerzo máximo permisible del material a la temperatura de diseño (lb/plg^2)

P = Mayor de las presiones de diseño del lado de tubos o de la coraza (lb/plg^2).

F = Constante que depende del tipo de espejo. El valor de F varía entre 0.8 y 1.25.

G = Diámetro medio del empaque o la coraza (*plg*).

η = Constante que depende del tipo de arreglo.

L_{tp} = Paso de tubos (*plg*).

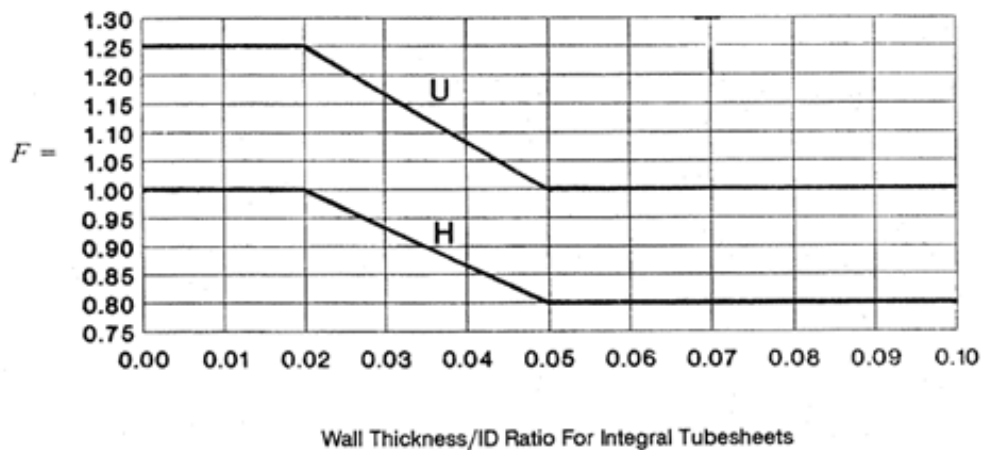
d_t = Diámetro exterior de tubos (*plg*).

C = Perímetro de los tubos periféricos del espejo. Ver figura 58 (*plg*).

A : Superficie del área encerrada por el perímetro C (*plg*²).

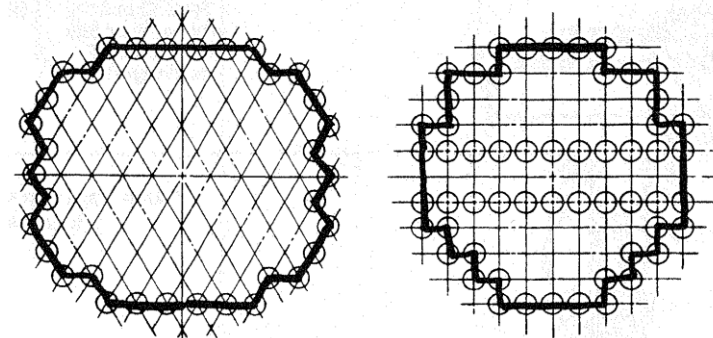
(SALAZAR, 2001 págs. 74-75)

Figura 57. Constante que depende del tipo de espejo



Fuente: TEMA. Standards of the Tubular Exchanger Manufacturers Association. p.47

Figura 58. Perímetro de los tubos periféricos del espejo



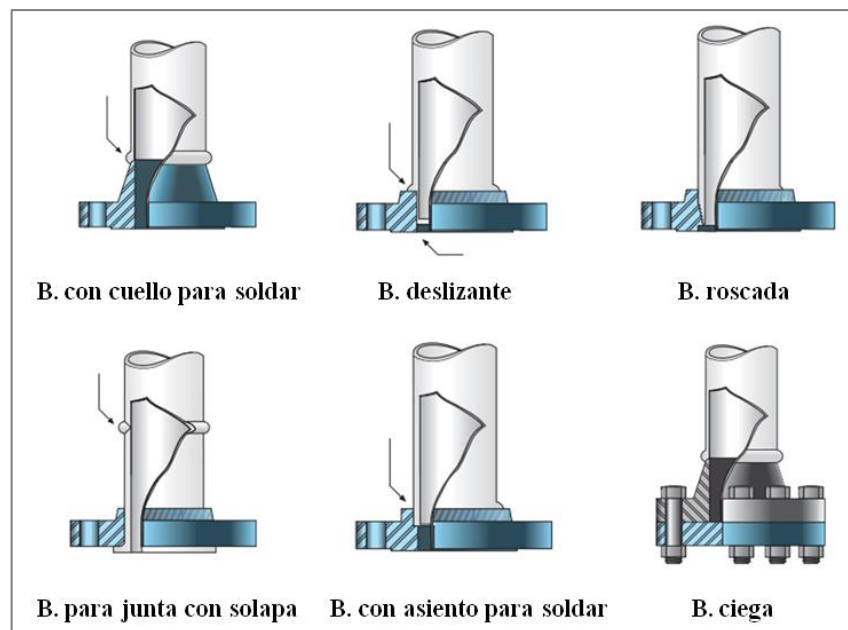
Fuente: TEMA. Standards of the Tubular Exchanger Manufacturers Association. p.50

4.2.4.5 Diseño de bridas. Las bridas son elementos que se utilizan para unir diferentes elementos de los equipos de transferencia de calor. De acuerdo a su forma, se conocen las siguientes bridas:

- Brida de cuello soldable
- Brida deslizante
- Brida roscada
- Brida con solapa
- Brida con asiento soldable
- Brida ciega.

Los diferentes tipos de Bridas se muestran en la Figura 59.

Figura 59. Tipos de bridas



Fuente: FRANCOVIGH S.A. Catálogo Bridas Forjadas

- *Espesor de la brida.* El diseño adecuado de las bridas no es sencillo, pero se puede iniciar con el cálculo del espesor, cuya expresión es la siguiente:

$$t_f = 0.72 \sqrt{MY/S_f} \quad (149)$$

Donde:

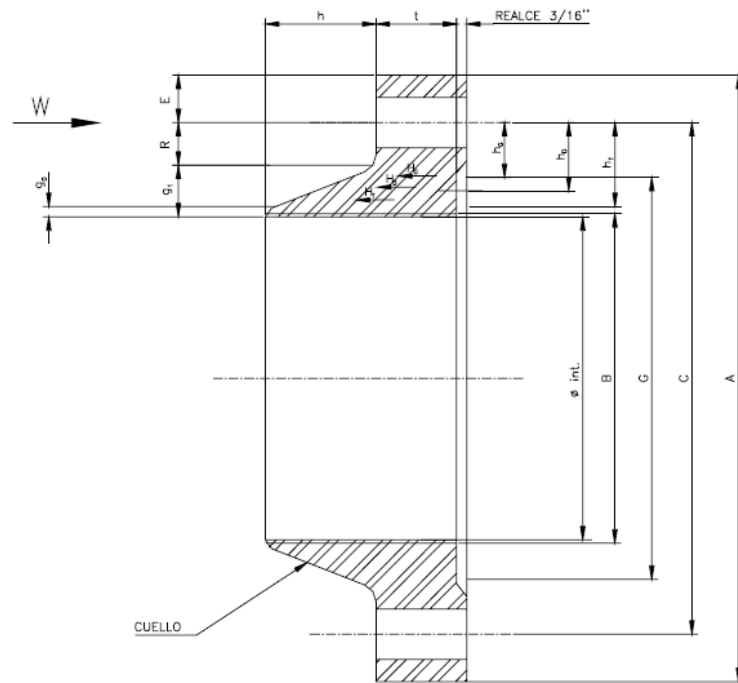
M = Momento total de diseño ($lb \cdot plg$).

Y = Factor de forma de la brida.

S_f = Esfuerzo del material de la brida a las condiciones de diseño (lb/plg^2).

Para comprender los términos anteriores se usa la Figura 60.

Figura 60. Esquema de una brida integral



Fuente: INGLESIA. Diseño y cálculo mecánico de intercambiadores de calor tubulares. p. 137

- *Cálculo de momentos que actúan sobre la brida.*

$$M_o = H_D h_D \quad (150)$$

$$H_D = \pi B^2 P / 4 \quad (151)$$

$$M_G = H_G h_G \quad (152)$$

$$H_G = W - H \quad (153)$$

$$W = (A_b + A_m) S a / 2 \quad (154)$$

$$H = \pi G^2 P / 4 \quad (155)$$

$$M_T = H_T h_T \quad (156)$$

$$H_T = H - H_D \quad (157)$$

El momento total en condiciones de asentamiento del empaque es:

$$M_A = W h_G \quad (158)$$

El código exige que el diseño de las bridas se haga para las dos condiciones anteriores de momentos.

Donde:

H_D = Fuerza Hidrostática sobre el área interior de la brida (lb).

h_D = Distancia del brazo de la palanca (plg).

B = Diámetro interior de la brida (plg).

P = Presión de diseño (lb/plg^2).

H_G = Carga sobre el empaque (lb).

h_G = Distancia del brazo de la palanca (plg).

W = Carga de los pernos de diseño de bridas (lb).

H = Fuerza Hidrostática total en el área del diámetro medio del empaque (lb).

Ab = Área de la sección transversal de pernos usando el diámetro más pequeño de la sección sin rosca (plg^2).

A_m = Área de la sección transversal de pernos requerida (plg^2); tomar la mayor de A_{m1} y A_{m2} .

A_{m1} = Área de la sección de los pernos en la raíz de la rosca, a las condiciones de operación (plg).

A_{m2} = Área de la sección transversal de los pernos en la raíz de la rosca, a las condiciones de asentamiento del empaque (plg^2).

Sa = Esfuerzo permisible del material de los pernos a la temperatura ambiente (lb/plg^2).

G = Diámetro medio del empaque (plg).

h_T = Distancia total en condiciones de operación (plg).

- *Cálculo del factor de forma.* Se parte del cálculo de la relación:

$$K = A/B \quad (159)$$

Donde:

A = Diámetro exterior de la brida (plg).

Con el valor K calculado se puede obtener mediante tablas el factor de forma (Y) correspondiente. Estas tablas se obtienen de la referencia (INGLESA págs. 138,139).

- *Empaque.* Se calculan dos fuerzas que se ejercen sobre el empaque: la requerida para asentar el empaque, y las condiciones de operación. La fuerza requerida para asentar el empaque está dada por:

$$W_{m2} = b\pi Gy \quad (160)$$

En la figura 61 se muestran diferentes situaciones para las que se indica cómo se obtiene el ancho efectivo de asentamiento del empaque b , y el brazo de palanca hg .

La fuerza requerida para mantener el empaque hermético en condiciones de operación, está dada por:

$$W_{ml} = \frac{\pi G^2 P}{4} + 2b\pi GmP \quad (161)$$














Donde:

b = Ancho efectivo de la superficie de contacto del empaque (plg).

y = Factor de asentamiento del empaque por unidad de superficie de contacto (lb/plg^2). Ver figura 61.


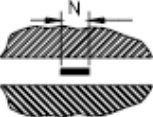
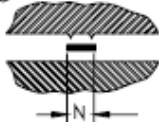
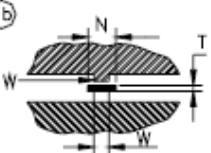
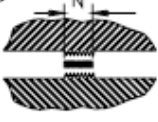
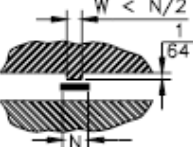
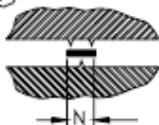
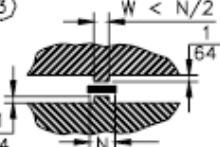

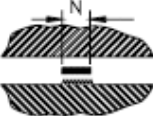
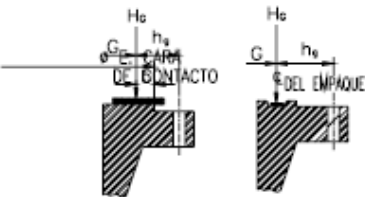
m = Factor de asentamiento del empaque. (Ver Figura 62).

Figura 61. Materiales de empaque y caras de contacto

 INGLESIA	MATERIALES DE EMPAQUE Y CARAS DE CONTACTO FACTORES DE EMPAQUE (m) PARA CONDICIONES DE OPERACION Y ESFUERZO MINIMO DE ASENTAMIENTO DE DISEÑO (Y) ESTA TABLA PROPORCIONA UNA LISTA DE MATERIALES PARA EMPAQUES COMUNMENTE USADOS Y LAS CARAS EN CONTACTO CON VALORES DE DISEÑO SUGERIDO PARA (m) Y (Y) QUE HAN SIDO GENERALMENTE PRUBADO EN FORMA SATISFACTORIA SERVICIO ACTUAL USADO ANCHO EFECTIVO (b) DE SELLO DEL EMPAQUE DE LA TABLA No. 2 LOS VALORES DE DISEÑO, OTROS DETALLES DADOS EN ESTA TABLA SON SUGERIDOS Y NO OBLIGATORIOS.				NORMAS	
	FIGURA No. III.18					
MATERIAL DEL EMPAQUE		FACTOR DE EMPAQUE m	ESFUERZO DE Y"	FORMA Y TIPO	REFERIDO A LA FORMA DE CARA	TABLA 2 USE COLUMNA
HULE SIN TEJER O UN ALTO PORCENTAJE DE FIBRA ASBESTO	CON DUREZA SHORE MENOR DE 75	0.50	0		1(a,b,c,d) 4,5	II
	CON DUREZA SHORE 75 Y MAYOR	1.00	200			
ASBESTO CON UN LIGADO ACEPTABLE PARA LAS CONDICIONES DE OPERACION	1/8 ESPESOR	2.00	1600			
	1/16 ESPESOR	2.75	3700			
	1/32 ESPESOR	3.50	6500			
HULE CON TEJIDO DE ALGODON INSERTADO		1.25	400			
HULE CON TEJIDO DE ASBESTO INSERTADO CON O SIN REFUERZO DE ALAMBRE	3 JUEGOS	2.26	2200			
	2 JUEGOS	2.50	2900			
	1 JUEGO	2.75	3700			
FIBRAS VEGETALES		1.75	1100			
METAL DEVANADO ESPIRAL CON ACERO AL CARBON ASBESTO ACERO INOX. O MONEL		2.50 3.00	2900 -4500		1(a,b)	
METAL CORRUGADO CON ASBESTO INSERTADO O METAL CORRUGADO CON ALMA DE ACERO	ALUMINIO SUAVE	2.50	2900			
	COBRE SUAVE BRONCE	2.75	3700			
	HIERRO O ACERO SUAVE	3.00	4500			
	MONEL O 4-5 % Cr.	3.25	5500			
	ACERO INOX.	3.50	6500			
METAL CORRUGADO CON:	ALUMINIO SUAVE	2.75	3700		1(a,b,c,d)	
	COBRE SUAVE BRONCE	3.00	4500			
	HIERRO O ACERO SUAVE	3.25	5500			
	MONEL O 4-5 % Cr.	3.50	6500			
	ACEROS INOXIDABLES	3.75	7600			
METAL PLANO CON ALMA DE ASBESTO	ALUMINIO SUAVE	3.25	5500		1(a,b,c,d) 2	
	COBRE SUAVE O BRONCE	3.50	6500			
	HIERRO O ACERO SUAVE	3.75	7600			
	MONEL	3.50	8000			
	4-6 % Cr. ACEROS INOXIDABLES	3.75	9000			
METAL RANURADO	ALUMINIO SUAVE	3.25	5500		1(a,b,c,d) 2,3	
	COBRE SUAVE O BRONCE	3.50	6500			
	HIERRO O ACERO SUAVE	3.75	7600			
	MONEL O 4-6 % Cr.	3.75	9000			
	ACEROS INOXIDABLES	4.25	10100			
METAL SOLIDO DE PLACA	ALUMINIO SUAVE	4.00	8800		1(a,b,c,d) 2,3,4,5	I
	COBRE SUAVE O BRONCE	4.75	13000			
	HIERRO O ACERO SUAVE	5.50	18000			
	MONEL O 4-6 % Cr.	6.00	21800			
	ACEROS INOXIDABLES	6.50	26000			
JUNTA REDONDA	HIERRO O ACERO SUAVE	5.50	18000		6	
	MONEL O 4-6 % Cr.	6.00	21800			
	ACEROS INOXIDABLES	6.50	26000			

Fuente: INGLESIA. Diseño y cálculo mecánico de intercambiadores de calor tubulares.

Figura 62. Ancho efectivo del asentamiento del empaque "b"

	ANCHO EFECTIVO DEL ASENTAMIENTO DEL EMPAQUE "b"		NORMAS		
			FIGURA No. 111.19		
TIPO DE CARA	bo		TIPO DE CARA	bo	
	columna I	columna II		columna I	columna II
1a		$\frac{N}{2}$	5		$\frac{3N}{8}$ $\frac{7N}{16}$
1b		$\frac{W + T}{2}$ $\frac{W + N}{4} \text{ max.}$	6		$\frac{N}{4}$ $\frac{3N}{8}$
2		$\frac{W + N}{4}$ $\frac{W + 3N}{8}$	7		$\frac{N}{4}$ $\frac{3N}{8}$
3		$\frac{W}{2}$ $\frac{N}{4} \text{ min.}$	8		$\frac{W}{8}$
4		$\frac{3N}{8}$ $\frac{7N}{16}$	LOCALIZACION DE LA REACCION DE CARGA DEL EMPAQUE		
ANCHO EFECTIVO DEL ASENTAMIENTO DEL EMPAQUE "b"					
b = bo ,CUANDO bo ≤ 1/4"			PARA bo > 1/4"		
b = $\frac{\sqrt{bo}}{2}$,CUANDO bo > 1/4"			PARA bo ≤ 1/4"		

Fuente INGLESA. Diseño y cálculo mecánico de intercambiadores de calor tubulares.
p. 125

El cálculo de ancho del empaque está dado por la siguiente ecuación:

$$\frac{d_o}{d_1} = \left(\frac{y - Pm}{y - P(m+1)} \right) \quad (162)$$

Donde:

d_o = Diámetro exterior del empaque (plg)

d_1 = Diámetro interior del empaque (plg)

TEMA recomienda que el ancho del empaque debe ser cuando menos 3/8" para diámetros menores a 23" y de 1/2" para diámetros mayores.

- *Pernos.* TEMA recomienda que el diámetro mínimo de pernos debe ser de 1/2" para intercambiadores tipo R, de 5/8" para el tipo B y de 1/2" para el tipo C.

En la tabla 3.8 se presentan las principales características de los pernos y de algunas dimensiones principales en la colocación y el espaciamiento mínimo recomendado entre pernos. El espaciamiento máximo recomendado entre centros de pernos está dado por la siguiente ecuación: (SALAZAR, 2001 págs. 84-90)

$$B_{max} = 2d_B + \frac{6t}{(m+0.5)} \quad (163)$$

Donde:

B_{max} = Espaciamiento máximo entre pernos (*plg*).

d_B = Diámetro nominal de pernos (*plg*).

t = Espesor de la brida (*plg*).

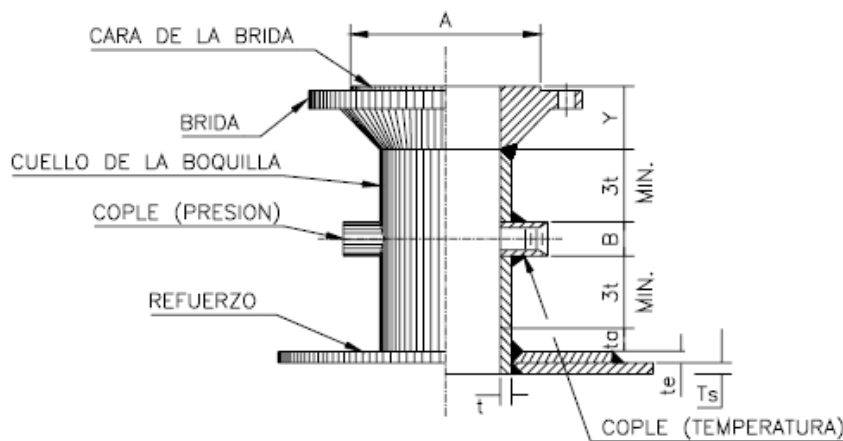
m = Factor de asentamiento del empaque.

4.2.4.6 Diseño de boquillas (Registros). En un cambiador de calor de tubo y coraza se presenta la circulación de dos fluidos dentro del mismo, para lo cual será indispensable conectar al equipo tuberías de alimentación y descarga para tales fluidos, por medio de las llamadas boquillas, constituidas por un tubo soldado en un extremo al cambiador y bridado en el otro a fin de poder efectuar la conexión. (Ver Figura 63)

El control del proceso que se lleva a cabo en los equipos de transmisión térmica, es tan indispensable que hace necesaria la instalación de termómetros y manómetros para la medición de las temperaturas y presiones respectivamente. Siendo tan importante lo anteriormente expuesto, se deberán tomar en consideración al diseñar las boquillas, las conexiones para los instrumentos de medición así como otros aspectos de importancia involucrados en los criterios siguientes. (INGLESA pág. 70)

- *Dimensionado de boquillas.* Habiendo considerado los párrafos del punto anterior, se habrá definido el tipo de conexiones con que ha de contar la boquilla que se esté diseñando, con lo que será posible establecer la longitud mínima (L_{min}) permisible por requerimiento de construcción y operación, así como la localización (H_{min}) de las conexiones mediante la suma de las dimensiones que se indican en la Figura 63. (INGLESA pág. 72)

Figura 63. Boquillas con conexiones



BOQUILLAS CON CONEXIONES PARA LA INSTALACION DE INSTRUMENTOS DE MEDICION

Fuente: INGLESA, Diseño y cálculo mecánico de intercambiadores de calor tubulares.
p. 133

Para encontrar el adecuado espesor de las boquillas de los cabezales y coraza se procede de la siguiente manera:

- *Espesor de boquillas de los cabezales:* Para calcular el espesor de las boquillas t_n , se requiere la presión de diseño de los tubos P_{dt} , el radio de la boquilla del cabezal R_{nc} , la eficiencia de la junta de la boquilla E , el esfuerzo del material de la boquilla a la temperatura de diseño S , y la corrosión permisible del material de la boquilla del cabezal, y se obtiene de la ecuación siguiente manera: (GONZÁLEZ, 2007 pág. 88)

$$t_{nc} = \frac{P_{dt} R_{nc}}{SE - 0.6P_{dt}} \quad (164)$$

- *Espesor de boquillas de la coraza:* Para el diseño de estos, se deberá verificar si la velocidad que se tiene en la boquilla de entrada de coraza es la apropiada, se compara la velocidad máxima permisible $V_{ns,max}$, con la velocidad real debido V_{ns} al flujo volumétrico de la coraza \dot{Q}_s , por medio de la siguiente expresión:

$$V_{ns} = \frac{\dot{Q}_s}{A_{ins}} \quad (165)$$

$$\dot{Q}_s = \dot{M}_s \delta_s \quad (166)$$

Si la velocidad real de la boquilla es menor que la máxima permisible ($V_{ns} < V_{ns,max}$), no se necesitará diseñar una placa de choque para eliminar el golpe directo del fluido de entrada en la coraza a la primera fila de tubos. Caso contrario se deberá diseñar la placa de choque, como se explica en la referencia (GONZÁLEZ, 2007 pág. 90).

Donde:

V_{ns} = Velocidad real en la boquilla de entrada de la coraza (m/s).

\dot{Q}_s = Flujo volumétrico de la coraza (m^3/s).

A_{ins} = Área interna de la boquilla en la coraza (mm^2).

δ_s = Volumen específico del lado de la coraza (m^3/kg).

Pero antes, se calcula el mínimo diámetro de la boquilla en de la coraza $D_{ns,min}$ (mm), y se puede determinar a partir de los valores recomendados de $v_{ns,min}$ y el caudal del lado de la coraza $\dot{M}_s(kg/s)$.

$$D_{ns,min} = 10^{-3} \sqrt{\frac{\dot{M}_s}{\left(\frac{\pi}{4}\right)(\delta_s)v_{ns,max}}} \quad (mm) \quad (167)$$

Las velocidades de flujo máximas admisibles de las boquillas se calculan con las Ecuaciones (59-a y b). Con estos valores podemos calcular el espesor de las boquillas para la coraza, y verificar si el espesor y material escogido, es el

adecuado, basándonos en la ecuación para determinar el espesor de tuberías cilíndricas según ASME. (GONZÁLEZ, 2007 págs. 88,89)

$$t_{ns} = \frac{P_{ds} R_{ns}}{SE - 0.6P_{ds}} \quad (168)$$

Donde:

t_{ns} = espesor de la boquilla en la coraza (mm)

R_{ns} = Radio interior de la boquilla en la coraza (mm)

- Sin considerar elemento de refuerzo. Área de refuerzo requerida:

$$A = d \cdot tr \quad (169)$$

El valor mayor es el área de la coraza disponible para refuerzo.

$$A1 = El\ mayor\ de: \begin{cases} (t - tr)d \\ (t - tr)(tn + t)2 \end{cases} \quad (170)$$

El valor menor es el área de la pared de boquilla disponible para refuerzo

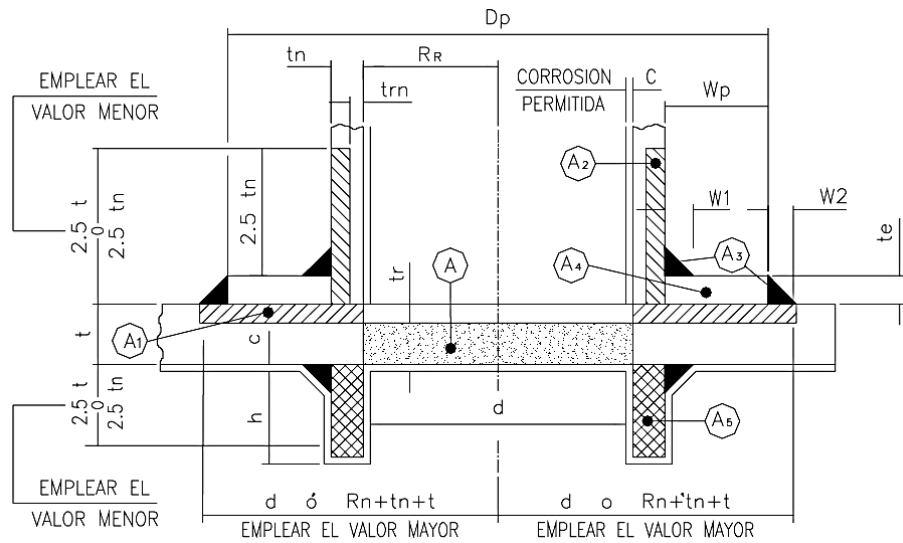
$$A2 = el\ valor\ menor\ de: \begin{cases} (tn - trn)5t(S_n/S_s) \\ (tn - trn)5tn(S_n/S_s) \end{cases} \quad (171)$$

$$A3 = \text{Área total de soldadura} \quad (\text{MEGYESY, 1992 pág. 100})$$

Si $A1 + A2 + A3 \geq A$ La boquilla está reforzada adecuadamente.

Si $A1 + A2 + A3 \leq A$ La diferencia deberá ser proporcionada mediante un elemento de refuerzo adicional. (INGLESA pág. 135)

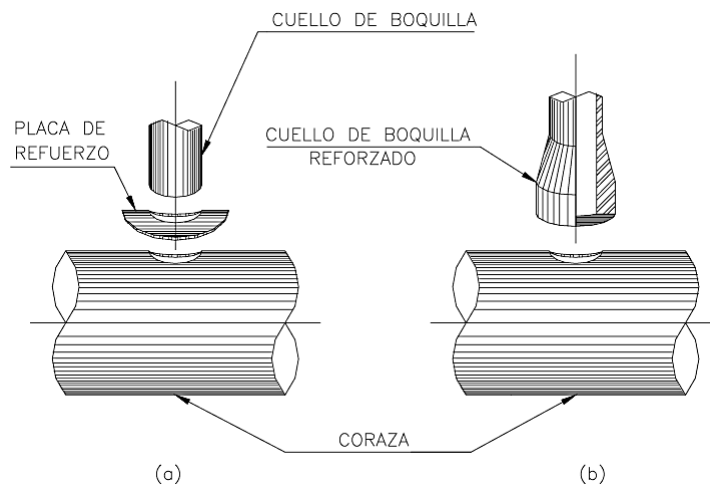
Figura 64. Boquilla con refuerzo



Fuente: INGLESIA. Diseño y cálculo mecánico de intercambiadores de calor tubulares.
p. 135

- *Considerando elemento de refuerzo*

Figura 65. Boquilla con elemento de refuerzo



Fuente: INGLESIA. Diseño y cálculo mecánico de intercambiadores de calor tubulares.
p. 134

A, A1 y A3 son las mismas consideraciones anteriormente sin elemento de refuerzo.
Pero el área A2 deberá ser la menor de:

$$A2 = \begin{cases} (t_n - t_{rn})5t(S_n/S_s) \\ (t_n - t_{rn})(2.5t_n + te)2(S_n/S_s) \end{cases} \quad (172)$$

El área A4 del elemento de refuerzo es:

$$A4 = (D_p - d - 2t_n)t_e(S_p/S_s) = 2W_p t_e \quad (173)$$

Si $A1 + A2 + A3 + A4 > A$: la boquilla esta reforzada adecuadamente
(INGLESA pág. 135)

Donde según la Figura 64:

A = Área de refuerzo requerida (mm^2).

$t = t_s$ = Espesor de la coraza (mm).

t_r = espesor mínimo calculado de la coraza (mm).

$d = D_n$ = Diámetro interior de la boquilla (mm).

t_n = Espesor de la boquilla (mm).

t_{rn} = Espesor mínimo calculado de la boquilla (mm).

D_p = Diámetro exterior del refuerzo (mm).

t_e = Espesor del refuerzo (mm).

S_s = Esfuerzo máximo admisible del material de la coraza (lb/plg^2).

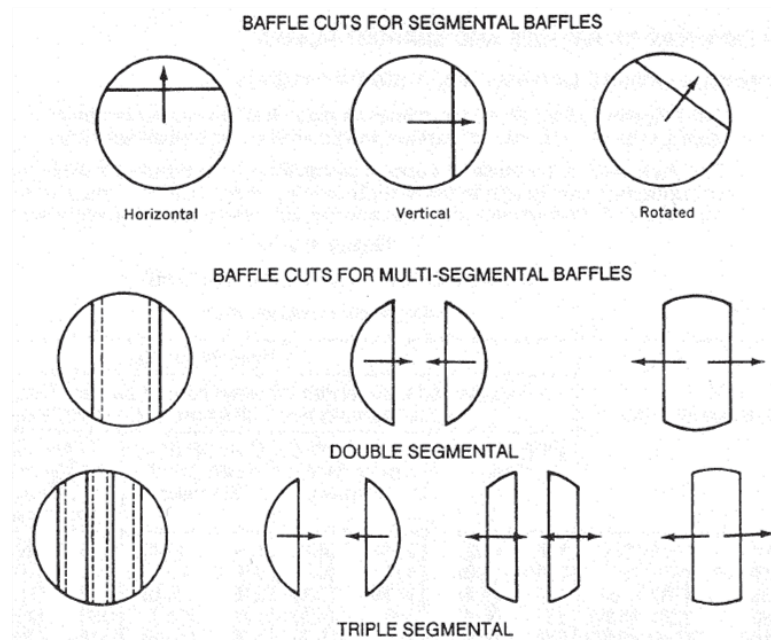
S_n = Esfuerzo máximo admisible del material de la boquilla, (lb/plg^2).

S_p = esfuerzo máximo admisible del material del refuerzo (lb/plg^2).

4.6.4.7 Diseño de deflectores. Estos elementos cumplen con la función de desviar los fluidos y a la vez evitar vibraciones excesivas en los tubos. Sus características geométricas se muestran en la Figura 66.

En la Tabla 34 se encuentran los espesores de deflectores recomendados por el TEMA para diferentes situaciones. También recomienda que el espacio mínimo entre deflectores no debe ser menor que 1/5 del diámetro interior de la coraza.

Figura 66. Diferentes diseños de deflectores



Fuente: TEMA. Standards of the Tubular Exchanger Manufacturers Association. p.31

Tabla 34. Espesor del deflector o de la paca

Nominal Shell ID		Plate Thickness				
		Unsupported tube length between central baffles. End spaces between tubesheets and baffles are not a consideration.				
		24 (610) and Under	Over 24 (610) to 36 (914) Inclusive	Over 36 (914) to 48 (1219) Inclusive	Over 48 (1219) to 60 (1524) Inclusive	Over 60 (1524)
6 - 14	(152-356)	1/8 (3.2)	3/16 (4.8)	1/4 (6.4)	3/8 (9.5)	3/8 (9.5)
15 - 28	(381-711)	3/16 (4.8)	1/4 (6.4)	3/8 (9.5)	3/8 (9.5)	1/2 (12.7)
29 - 38	(737-965)	1/4 (6.4)	5/16 (7.5)	3/8 (9.5)	1/2 (12.7)	5/8 (15.9)
39 - 60	(991-1524)	1/4 (6.4)	3/8 (9.5)	1/2 (12.7)	5/8 (15.9)	5/8 (15.9)
61 - 100	(1549-2540)	3/8 (9.5)	1/2 (12.7)	5/8 (15.9)	3/4 (19.1)	3/4 (19.1)

Fuente: TEMA. Standards of the Tubular Exchanger Manufacturers Association. p.32

4.6.4.8 Diseño de barras espaciadores y de soporte. Con el número de deflectores definidos, se puede determinar el diámetro de las barra de soporte D_{bs} , y la cantidad de barras que soportan a los deflectores, utilizando la Tabla 35, la cual requiere principalmente del diámetro de la coraza D_s .

Tabla 35. Diámetro y número de barras de soporte

Dimensions in Inches (mm)		
Nominal Shell Diameter	Tie Rod Diameter	Minimum Number of Tie Rods
6 - 15 (152-381)	3/8 (9.5)	4
16 - 27 (406-686)	3/8 (9.5)	6
28 - 33 (711-838)	1/2 (12.7)	6
34 - 48 (864-1219)	1/2 (12.7)	8
49 - 60 (1245-1524)	1/2 (12.7)	10
61-100 (1549-2540)	5/8 (15.9)	12

Fuente: TEMA. Standards of the Tubular Exchanger Manufacturers Association. p. 36

CAPÍTULO V

5. DISEÑO DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR

5.1 Introducción

Según la investigación que se ha realizado, se requiere un diseño de un intercambiador de calor con un gran cambio de temperatura tanto del lado del fluido frío como el de caliente, y presiones muy elevadas en ambos lados.

El fluido caliente entra al intercambiador por el lado de la coraza, está considerado como vapor de agua, ya que aún no se ha caracterizado el gas producto proveniente del reactor, pero sus propiedades son similares. Este vapor que sale del reactor hacia el intercambiador de calor se considera a temperaturas aproximadas de 600 °C. El fluido frío, ingresa a los tubos del intercambiador, el cual se va a considerar sus propiedades como las del agua, por su similitud, ya que igual no se ha caracterizado la biomasa a utilizar; y se deberá calentar hasta las condiciones que requiere para su degradación.

El intercambiador de calor de coraza y tubos diseñado, consta de una coraza cilíndrica de un solo paso (tipo E), con una cédula XXS (double stronge) y los cabezales son integrados a los espejos fijos mediante soldadura. Los tubos son de un diámetro pequeño a los que se encuentran comercialmente, ya que el flujo másico es muy bajo y muy alta presión. En este diseño tenemos una longitud de tubos muy grande en relación al diámetro interior de la coraza, y una gran cantidad de deflectores igual a 11, debido a que el fluido debe tener un área de intercambio de calor suficiente para alcanzar las condiciones térmicas requeridas.

Este capítulo está dividido en tres partes importantes, que son el diseño térmico, hidráulico y mecánico. En el diseño térmico, se determinó el diámetro de la coraza, el número, diámetro y longitud de los tubos, el calor requerido y el área de transferencia de calor. En el diseño hidráulico se calculó la caída de presión y la distribución del haz

de tubos y deflectores en el equipo; y finalmente en el diseño mecánico, se establecieron los espesores, materiales y juntas de cada uno de los elementos que conforman el intercambiador, comprobando si la selección de materiales y dimensiones de coraza y tubos fue adecuada.

5.2 Diseño térmico

Esta fase se ocupa primordialmente de determinar el área de la superficie para transferir calor a una velocidad específica a determinados niveles, incluye la determinación de temperaturas, número de tubos, dimensiones, longitudes, coeficientes convectivos, etc.

5.2.1 Datos requeridos para los cálculos térmicos. Para los cálculos, es necesario establecer primero, algunos datos geométricos (supuestos) del intercambiador, las temperaturas de entrada y salida de los fluidos y la información del proceso, es decir, las propiedades de los fluidos a determinadas temperaturas medias.

Según lo descrito en la sección 3.4, ya se explicó la razón de la imposición de los datos de entrada a continuación:

- Presión en el interior de los tubos $P_t = (P_{agua}) = 3230 \text{ psi}$
Esta presión se consideró porque se necesita que el sistema esté sobre condiciones supercríticas, la cual que será erogada por una bomba de alta presión.
- Presión en el interior de la coraza $P_s = (P_{vapor}) = 3000 \text{ psi}$
Esta presión es la que se dirige a la boquilla de entrada a la coraza, que viene del reactor.
- Temperatura de entrada de los tubos $(t_1) = 20^\circ\text{C} = 293^\circ\text{K}$
Temperatura ambiente de la biomasa que se dirige a la boquilla de entrada a los tubos.
- Temperatura de salida de los tubos $(t_2) = 310^\circ\text{C} = 583^\circ\text{K}$
Esta temperatura es asumida, se deberá realizar un ajuste de este valor.

- Temperatura de entrada de la coraza (T_1) = $600^{\circ}\text{C} = 873^{\circ}\text{K}$
Esta temperatura es del producto que viene del reactor y entra a la coraza.
- Temperatura de salida de la coraza (T_2) = $375^{\circ}\text{C} = 648^{\circ}\text{K}$
Se lo toma como un valor fijo ya que se debe diseñar con este parámetro.
- Flujo másico en todo el intercambiador (\dot{M}) = $200\text{ kg/h} = 0.00555\text{kg/s}$
Este es el flujo másico requerido para toda la planta.

5.2.1.1 Propiedades térmicas en el lado de la coraza. A continuación se muestra en la Tabla 36 las propiedades térmicas del fluido (vapor de agua) en la coraza para una temperatura media de 487.5°C y una presión de 3000 psi . (Estas propiedades se atribuyeron a las de vapor de agua, por su similitud a la de los gases de la biomasa que sale del reactor, aún no diseñado). Estos valores se obtuvieron del programa “WASP (water and steam properties) for Windows”, representados en las Tablas 35 y 36.

Este programa calcula las propiedades físicas del hielo, agua y vapor de agua en todas las unidades populares. Contiene datos de 15 propiedades fijas y 17 variables de -100 a 800°C y hasta 1000 bar . (AndyC Creations and Katmar software)

Tabla 36. Propiedades térmicas del vapor de agua (producto) a temperatura media de 487.5°C y una presión de 3000 psi

Propiedades térmica	valor	unidades	referencias
Volumen específico (δ_s)	0.01368	m^3/kg	WASP
Densidad (ρ_s)	73.0994152	kg/m^3	WASP
Poder calorífico (Cp_s)	3477.1	$\text{J}/\text{kg}^{\circ}\text{K}$	WASP
Viscosidad dinámica (μ_s)	3.056E-05	kg/ms	WASP
Prandtl (Pr_s)	1.1365	-	Ec. (2.8)
Conductividad Térmica (k_s)	9.35E-02	$\text{kW}/\text{m}^{\circ}\text{K}$	WASP
Coefficiente de transferencia (α_s)	500	$\text{W}/\text{m}^2\text{C}$	Tabla 23
Factor de suciedad (R_{fs})	0.0002	$\text{m}^2\text{C}/\text{W}$	tabla 23

Fuente: Autor

5.2.1.2 Propiedades térmicas en el lado de los tubos. A continuación se muestra en la Tabla 37 las propiedades térmicas del fluido en los tubos a una temperatura media de 165°C y una presión de 3230 psi. Estas propiedades se atribuyeron a las del agua por su similitud en las propiedades del fluido en los tubos, por la razón de que aún no se ha caracterizado la biomasa húmeda que entra a los tubos. Estos valores deberán ajustarse cuando se obtengan los valores.

Tabla 37. Propiedades térmicas del agua (biomasa húmeda) a temperatura media de 165 °C y una presión de 3230 psi

Propiedades térmica	valor	unidades	referencias
Volumen específico (δ_t)	0.001094	m^3/kg	WASP
Densidad (ρ_t)	914.0768	kg/m^3	WASP
Poder calorífico (Cp_t)	4267.4	$J/kg^\circ K$	WASP
Viscosidad dinámica (μ_t)	1.028E-04	kg/ms	WASP
Prandtl (Pr_t)	0.62714	-	Ec. (9)
Conductividad Térmica (k_t)	0.6967	$kW/m^\circ K$	WASP
Coefficiente de transferencia (α_t)	1200	$W/m^2^\circ C$	Tabla 23
Factor de suciedad (R_{ft})	0.0005	$m^2^\circ C/W$	Tabla 23

Fuente: Autor

5.2.2 Estimación del flujo de calor requerido, Q_{req} . De la Ec. [21], se calcula el flujo de calor requerido en función de los datos conocidos del fluido en el lado de la coraza (vapor de agua.).

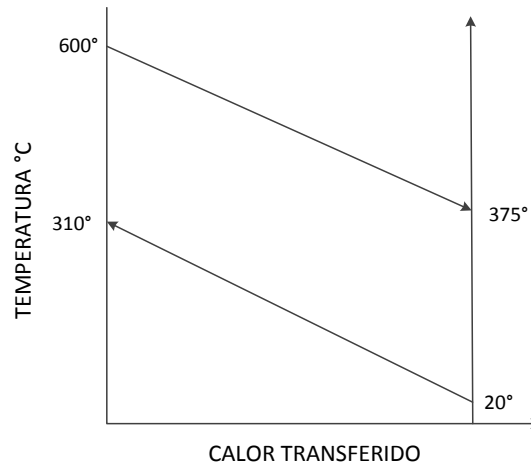
$$Q_{req} = \dot{M}_s \cdot Cp_s \cdot \Delta T_s$$

$$Q_{req} = \frac{200 \text{ kg/h}}{3600 \text{ s/h}} \cdot 3477.1 \frac{J}{kg^\circ K} (873 - 648)^\circ K$$

$$Q_{req} = 43463.75 \text{ W}$$

5.2.3 Cálculo de LMTD. La diferencia de temperatura media logarítmica $LMTD$, determinamos a partir de la Ec. [34]. Las diferencias de temperatura ΔT_1 y ΔT_2 se calcula conforme las Ecuaciones [30] y [31], respectivamente.

Figura 67. Distribución de las temperaturas (supuesta)



Fuente: Autor

$$\Delta T_1 = 600 - 310 = 290^{\circ}\text{C}$$

$$\Delta T_2 = 375 - 20 = 355^{\circ}\text{C}$$

$$LMTD = \frac{(290 - 355)^{\circ}\text{C}}{\ln\left(\frac{290^{\circ}\text{C}}{355^{\circ}\text{C}}\right)} = 321.40^{\circ}\text{C}$$

5.2.4 Cálculo del factor de corrección, (F). Se utiliza las Ecuaciones [38] y [39], que se conocen como eficiencia térmica y capacidad calorífica respectivamente, y con estos valores encontramos el valor de F .

$$P = \frac{(310-20)^{\circ}\text{C}}{(600-20)^{\circ}\text{C}} = 0.500$$

$$R = \frac{(600-375)^{\circ}\text{C}}{(310-20)^{\circ}\text{C}} = 0.776$$

Un factor F aceptable para estas condiciones de temperatura pertenece a un intercambiador de calor de un paso en coraza y $2n$ pasos en tubos, según el Anexo A. Y se comprobó con la Ec. [40] que la rige:

$$F = 0.8837$$

5.2.5 Datos geométricos del intercambiador de calor. La selección de los materiales de la coraza y los tubos se realizó bajo la investigación en normas y bibliografías, que sean adecuadas para las condiciones de trabajo de cada elemento.

- *Material de los tubos:* Tubo sin costura de acero inoxidable austenítico: ASME SA-213 Type TP-316.
- *Material de la coraza:* Tubería sin costura de acero inoxidable austenítico: ASME SA-312 Type TP-316.
- *Diámetro exterior de los tubos:* Se asumió un diámetro pequeño en tubos, porque el flujo másico es muy bajo y es directamente proporcional al diámetro. Según el catálogo de Technitube de tubos de aceros inoxidables (Anexo B), se tomó un diámetro exterior de:

$$D_t = 7.95 \text{ mm } (D_n = 5/16")$$

- *Diámetro interior de la coraza:* Según el anexo C, la tubería de este material de diámetro nominal de 6" de cédula XXS tiene el siguiente diámetro interior.

$$D_s = 124.4 \text{ mm}$$

- *Espesor de los tubos:* En la sección 4.4.2 se calculará el espesor mínimo. Pero antes se escoge un espesor correspondiente según el BWG 16 para tubos de acero inoxidables para los cálculos del diseño térmico. (Ver Anexo B).

$$t_t = 1.651 \text{ mm}$$

- *Temperatura de la pared del tubo:* La temperatura de la pared del tubo está dada por la ec. (100):

$$T_w = 259.85 \text{ } ^\circ\text{C}$$

- *Conductividad térmica de la pared del tubo:* Para encontrar este valor, hubo que interpolar a la temperatura de la pared del tubo según los valores de la tabla de las propiedades físicas de los aceros inoxidables TP-316 del Anexo 4.

$$k_{tw} = 17.7182 \text{ W/m}^\circ\text{K}$$

- *Arreglo de tubos:* Se escogió este arreglo porque es de fácil limpieza, y el fluido por el lado de la coraza es turbulento (esto se comprobará según el número de Reynolds más adelante). Esto se recomienda en la sección 3.6.2.7.

$$\theta_{tp} = 90^\circ$$

5.2.6 Cálculo del área de transferencia de calor

- *Cálculo del área supuesta requerida.* Se utiliza la Ec. [43], para determinar el coeficiente global de transferencia de calor utilizando los valores asumidos de la tabla de las propiedades térmicas.

$$U_0 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_s} + Rf_s + \frac{D_t \ln\left(\frac{D_t}{D_{it}}\right)}{2 k_{tw}} + \frac{Rf_t D_t}{D_{it}} + \frac{D_t}{D_{it} \alpha_t}}$$

$$U_{0sup} = \frac{1}{\frac{1}{500\left(\frac{W}{m^2^\circ C}\right)} + 2 \times 10^{-4} \left(\frac{m^2^\circ C}{W}\right) + \frac{0.00795(m) \ln\left(\frac{0.00795}{0.004648}\right)}{2 \cdot 17.7182 \frac{W}{m^\circ C}} + \frac{5 \times 10^{-4} \left(\frac{m^2^\circ C}{W}\right) \cdot 0.00795}{0.004648} + \frac{0.00795}{0.004648 \cdot 1200\left(\frac{W}{m^2^\circ C}\right)}}$$

$$U_{0sup} = 217.3457 \text{ W/m}^2^\circ\text{C}$$

El área requerida supuesta de transferencia de calor, se despeja de la Ec. [33], y para su cálculo se utiliza el flujo de calor requerido y el coeficiente global de transferencia de calor supuesto:

$$Ae_{sup} = \frac{43463.75 \text{ W}}{217.3457(W/m^2^\circ C) \cdot 0.8837 \cdot 321.4053(^\circ C)} = 0.704 \text{ m}^2$$

- *Cálculo del área real de transferencia de calor*

$$Ae_{cal} = \pi \cdot D_t \cdot L_{ta} \cdot N_{tt} \text{ (BEGELL HOUSE INC., 1998 págs. 3.3.5-17)}$$

Cálculos auxiliares para encontrar N_{tt} :

$$L_{tp} = 11.925 \text{ mm} \quad (\text{Tabla 29})$$

$$L_{bb} = 15 \text{ mm} \quad (\text{Figura 50})$$

$$D_{otl} = 124.4 - 15 = 109.4 \text{ mm} \quad \text{Ec. [68]}$$

$$D_{ctl} = 109.4 - 7.95 = 101.45 \text{ mm} \quad \text{Ec. [69]}$$

$$C_1 = 1; \text{ Para arreglo de tubos de } 90^\circ \quad (\text{BEGELL HOUSE INC., 1998 págs. 3.3.5-11})$$

$$(N_{tt})_1 = \frac{0.78 (101.45)^2}{1(11.925)^2} = 56.452 \quad \text{Ec. [61]}$$

Número de pasos en tubos:

$$N_{tp} = 2 \quad (\text{Tabla 31})$$

Factor de corrección de número de tubos

$$\psi_n = 0.18 \quad (\text{Figura 47})$$

Número de tubos:

$$N_{tt} = 56.452(1 - 0.18) \approx 46 \quad \text{Ec. [62]}$$

Distancia entre espejos:

$$L_{ti} = L_{ta} = 1492.8 \text{ mm} \quad (\text{Asumido})$$

$$Ae_{cal} = \frac{\pi \cdot 7.95(\text{mm}) \cdot 1492.8 \cdot 46}{10^6} = 1.7150 \text{ m}^2$$

5.2.7 *Cálculo de los coeficientes de transferencia de calor.* Estos coeficientes ya se estimaron para dar un valor supuesto de (U_0) , pero para determinar el flujo de calor Q_{cal} se requieren datos más precisos.

5.2.7.1 *Coeficiente de transferencia de calor en la coraza (α_s).* Se calcula mediante la Ec. [70]:

$$\alpha_s = \alpha_i(J_c, J_l, J_b, J_r, J_s)$$

A continuación se procede a identificar el tipo de flujo en la coraza según el número de Reynolds, para realizar los cálculos auxiliares de los factores de corrección correspondientes al coeficiente de transferencia de calor.

$$Re_s = \frac{D_t \cdot \dot{m}_s}{\mu_s} \quad (\text{BEGELL HOUSE INC., 1998 págs. 3.3.5-16})$$

Cálculos auxiliares para Reynolds (Re):

$$L_{tp} = 11.925 \text{ mm} \quad (\text{Tabla 29})$$

$$L_{bc} = 124.4 \text{ mm} \quad (\text{Figura 44})$$

Área de flujo cruzado relativa a la línea central del haz de tubos. Ec. [81]:

$$S_m = 124.4 \left[15 + \frac{101.45}{11.925} (11.925 - 7.95) \right] = 6072.793 \text{ mm}^2$$

Velocidad másica del fluido:

$$\dot{m}_s = \frac{0.0555 \frac{\text{kg}}{\text{s}}}{6072.793 \text{ mm}^2} (10^6) = 9.1483 \text{ kg/m}^2\text{s} \quad \text{Ec. [96]}$$

$$Re_s = \frac{(0.00795 \text{ m})(9.1483 \text{ kg/m}^2\text{s})}{3.056 \times 10^{-5} \text{ kg/ms}} = 2379.556 \quad (\text{Flujo turbulento})$$

- *Cálculo del Factor de corrección por efecto del flujo en la ventana del deflector*
 J_c . Viene dado de la ec. (71).

$$J_c = 0.55 + 0.72F_c$$

$$Bc = 36\% \quad (\text{Figura 42})$$

$$\theta_{ctl} = 2\cos^{-1} \left\{ \frac{124.4}{101.45} \left[1 - 2 \left(\frac{36}{100} \right) \right] \right\} = 140^\circ \quad \text{Ec. [63]}$$

$$F_w = \frac{140^\circ}{360^\circ} - \frac{\sin(140^\circ)}{2\pi} = 0.2865 \quad \text{Ec. [73]}$$

$$F_c = 1 - 2(0.2865) = 0.4268 \quad \text{Ec. [72]}$$

$$J_c = 0.55 + 0.72(0.4268) = 0.8573$$

- *Cálculo del factor de corrección por efectos de fugas del fluido en el deflector, J_l .*
Viene dado de la Ec. [74].

$$J_l = 0.44(1 - r_s) + [1 - 0.44(1 - r_s)] \exp(-2.2 r_{lm})$$

$$L_{sb} = 1 \text{ mm} \quad (\text{Figura 49})$$

$$L_{tp} = 11.925(\text{mm}) \quad (\text{Tabla 29})$$

$$Ltp_{eff} = Ltp = 11.925(\text{mm}) \quad (\text{BEGELL HOUSE INC., 1998 págs. 3.3.5-16})$$

$$S_m = 6072.793 \text{ mm}^2 \quad \text{Ec. [81]}$$

$$N_{tt} = 46 \quad \text{Ec. [62]}$$

$$L_{tb} = 0.15 \text{ mm} \quad (\text{Figura 48})$$

$$(S_{tb})_1 = \frac{\pi}{4} [(7.95 + 0.15)^2 - (7.95)^2] = 1.8908 (\text{mm})^2 \quad \text{Ec. [80]}$$

$$S_{tb} = 1.8908(46)(1 - 0.2865) = 62.0519 \text{ mm}^2 \quad \text{Ec. [79]}$$

$$\theta_{ds} = 2 \cos^{-1} \left[1 - 2 \left(\frac{36}{100} \right) \right] = 147.4796 \quad \text{Ec. [78]}$$

$$S_{sb} = 0.00436(124.4 \cdot 1)(360 - 147.4796) =$$

$$S_{sb} = 115.2677 \text{ mm}^2 \quad \text{Ec. [77]}$$

$$r_{lm} = \frac{115.2677 + 62.0519}{6072.793} = 0.0292 \quad \text{Ec. [75]}$$

$$r_s = \frac{115.2674}{115.2674 + 62.0519} = 0.6500 \quad \text{Ec. [76]}$$

$$J_l = 0.44(1 - 0.6500) + [1 - 0.44(1 - 0.6500)] \exp(-2.2 \cdot 0.0292) = 0.9474$$

- *Cálculo del factor de corrección por efecto de bypass del fluido entre el haz de tubos y la coraza, J_b .* Viene dado de la Ec.[82].

$$J_b = \exp[-C_{bh} F_{sbp} (1 - \sqrt[3]{2r_{ss}})]$$

$$C_{bh} = 1.25 \text{ para flujo turbulento } (Re_s > 100)$$

$$L_{pl} = 0.5L_p = 0.5(7.95) = 3.975 \text{ mm}$$

$$S_b = 124.4[(124.4 - 109.4) + 3.975] = 2360.49 \text{ mm}^2 \quad \text{Ec. [85]}$$

$$F_{sbp} = \frac{2360.49 \text{ mm}^2}{6072.793 \text{ mm}^2} = 0.3887 \quad \text{Ec. [83]}$$

$$r_{ss} = 0; \text{ Porque } L_{bb} < 30 \text{ mm}$$

$$J_b = \exp[-1.25 \cdot 0.3887(1 - \sqrt[3]{0})] = 0.6152$$

- *Cálculo del factor de corrección para gradientes de temperatura adversas en flujo laminar, J_r .* (BEGELL HOUSE INC., 1998 págs. 3.3.6-9)

$$J_r = 1 ; \text{ ya que el flujo dentro de la coraza es turbulento } (Re_s > 100).$$

- *Cálculo del factor de corrección por espacios desiguales de los deflectores en la entrada (L_{bi}) y la salida del fluido (L_{bo}), J_s .* Viene dado da la Ec. [91].

$$J_s = \frac{(N_b - 1) + (L_i^*)^{(1-n)} + (L_o^*)^{(1-n)}}{(N_b - 1) + L_i^* + L_o^*}$$

$$n = 0.6 \quad \text{Para fluido turbulento.}$$

$$L_{ts} = 0.1(124.4) = 12.44 \text{ mm} \quad (\text{VALENZUELA, 2003 pág. 95})$$

$$L_{ti} = L_{ta} = 1492.8 \text{ mm} \quad (\text{Asumido})$$

$$N_b = \frac{1492.8}{124.4} - 1 = 11; \text{ Número de deflectores} \quad \text{Ec. [89]}$$

$$L_{bi} = L_{bo} = \frac{L_{ta} - 10(L_{bc})}{2} = \frac{1492.8 - 10(124.4)}{2} = 124.4 \text{ mm}$$

$$L_i^* = \frac{124.4}{124.4} = 1 \quad \text{Ec. [92]}$$

$$L_o^* = \frac{124.4}{124.4} = 1 \quad \text{Ec. [93]}$$

$$J_s = \frac{(11 - 1) + (1)^{(1-0.6)} + (1)^{(1-0.6)}}{(11 - 1) + 1 + 1} = 1$$

- *Cálculo del coeficiente de transferencia de calor para un banco de tubos ideal α_i .*
Viene dado de la Ec. [95].

$$\alpha_i = j_i(Cp)_s \dot{m}_s (Pr_s)^{-2/3} (\Phi_s)^r$$

$$\dot{m}_s = 9.1483 \text{ kg/m}^2\text{s} \quad \text{Ec. [96]}$$

$$(\Phi_s)^r = 1 \quad \text{Para gas enfriado.} \quad \text{Ec. [98]}$$

Los coeficientes de correlación de j_i (a_1, a_2, a_3 y a_4) encontramos en la Tabla 32 en función del número de Reynolds.

$$a = \frac{a_3}{1+0.14(Re_s)^{a_4}} = \frac{1.187}{1+0.14(2379.556)^{0.37}} = 0.3405 \quad \text{Ec. [103]}$$

$$j_i = 0.107 \left(\frac{1.33}{11.925/6.35} \right)^{0.3405} (2379.556)^{-0.266} = 0.0129 \quad \text{Ec. [102]}$$

$$\alpha_i = 0.0129 \cdot 3477.1 \frac{J}{\text{kg}^\circ K} \cdot 9.1483 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2\text{s}} \cdot (1.1365)^{-\frac{2}{3}} \cdot (1) = 379.2765 \frac{W}{\text{m}^2^\circ C}$$

A continuación reemplazamos los valores encontrados en la Ec. [70] para determinar α_s .

$$\alpha_s = 379.2765 \frac{W}{\text{m}^2^\circ C} (0.8573 \cdot 0.9474 \cdot 0.6152 \cdot 1 \cdot 1) = 189.4962 \frac{W}{\text{m}^2^\circ C}$$

5.2.7.2 *Coeficiente de transferencia de calor en los tubos (α_t).* Para el cálculo del coeficiente de calor en el interior de los tubos, despejamos de la Ec. [8]. Las propiedades son evaluadas a la temperatura promedio del fluido en los tubos ($\bar{t} = 165^\circ C$).

$$\alpha_t = \frac{Nu \cdot K_t}{D_{it}}$$

- Cálculos auxiliares para encontrar (Re_t). (SINNOT, 2005 págs. 676-677).

$$A_{it} = \frac{\pi}{4} \cdot D_{it}^2 = \frac{\pi}{4} \cdot (0.004648 \text{ m})^2 = 1.697 \times 10^{-5} \text{ m}^2 \quad \text{Ec. [110]}$$

$$N_{tt}/N_{tp} = 46/2 = 23$$

$$\text{Área total de flujo} = (N_{tt}/N_{tp}) \cdot A_{it} = 23 \cdot 1.697 \times 10^{-5} = 3.9026 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$\dot{m}_t = \frac{\dot{M}_t}{\text{Área total de flujo}} = \frac{0.0555 \text{ kg/s}}{3.9026 \times 10^{-4} \text{ m}^2} = 142.356 \text{ kg/m}^2\text{s} \quad \text{Ec. [104]}$$

$$\vec{v}_t = \frac{\dot{m}_t}{\rho_t} = 0.156 \text{ m/s} \quad (\text{SINNOT, 2005 pág. 676})$$

$$\mu_{tw} = 2.341 \times 10^{-4} \text{ (W/m}^\circ\text{K)} \quad (\text{AndyC Creations and Katmar software})$$

$$\mu_t = 1.021 \times 10^{-4} \text{ (W/m}^\circ\text{K)} \quad (\text{Tabla 36})$$

$$\begin{aligned} Re_t &= \frac{\rho_t \cdot \vec{v}_t \cdot D_{it}}{\mu_t} = \frac{142.356 \text{ (kg/m}^2\text{s)} \cdot 0.004648 \text{ (m)}}{1.021 \times 10^{-4} \text{ kg/ms}} \\ &= 6480.6403 \text{ (flujo turbulento)} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} Nu_t &= 0.0027 \cdot (6480.6403)^{0.8} \cdot (0.62714)^{\frac{1}{3}} \cdot \left(\frac{1.021 \times 10^{-4} \text{ (W/m}^\circ\text{K)}}{2.341 \times 10^{-4} \text{ (W/m}^\circ\text{K)}} \right)^{0.14} = \\ Nu_t &= 23.049 \quad \text{Ec. [13]} \end{aligned}$$

$$\alpha_t = \frac{Nu \cdot K_t}{D_{it}} = \frac{23.049 \cdot 0.6967 \text{ (W/m}^\circ\text{K)}}{0.004648 \text{ m}} = 3454.9317 \text{ W/m}^2\text{K}$$

5.2.8 Conclusión del diseño térmico. Para el cálculo inicial de T_w y de U_0 se asumieron los valores de α_s y α_t . Para ajustar el valor del coeficiente de transferencia del lado de los tubos α_t se realiza un proceso de iteración con los valores encontrados de estos, siguiendo los mismos pasos de las ecuaciones anteriores, como se muestra en la Tabla 38.

Según Taborek (págs. 3.3.7-4 y 5); en este caso el coeficiente de transferencia del lado de la coraza α_s se considera el mismo valor ya que los valores de temperatura de

entrada y de salida y la presión de trabajo en la coraza , son fijos, por lo tanto el valor de α_s ya no dependerá de estas variables.

Tabla 38. Resultado de iteraciones para ajuste de α_t

# iter	α_s	α_t	T_w	$\mu_{tw} \times 10^{-4}$	K_{tw}	U_o	$A_{e_{req}}$	Nu	α_t
1	500	1200	259.8529	0.0002341	17.7182	217.346	0.7041	23.0494	3454.932
2	189.496	3454.931	181.7688	0.0001086	16.5812	143.759	1.0645	25.6661	3847.153
3	189.496	3847.153	180.1394	0.0001074	16.5617	144.806	1.0568	25.7061	3853.142
4	189.496	3853.142	180.1170	0.0001074	16.5614	144.821	1.0567	25.7061	3853.142

Fuente: Autor

El flujo de calor calculado q_{cal} , se determina a partir de la Ec. [33], donde A_e es el área total calculada de transferencia de calor y U_0 es el nuevo valor obtenido en el ajuste.

$$Q_{cal} = U_o \cdot A_e \cdot F \cdot LMTD = 144.8208 \times 1.715 m^2 \times 0.8837 \times 321.4053$$

$$Q_{cal} = 70546.006 \text{ W}$$

Comparo el valor del flujo de calor requerido con el calculado:

$$\frac{q_{req}}{q_{cal}} = 0.616 < 1$$

Entonces encuentro que el diseño es seguro.

Estos valores calculados se encontraron con un valor asumido de la temperatura del fluido de salida de los tubos t_2 , entonces con estos valores se procede a comprobar t_2 despejando de la Ec. [22].

$$q_{cal} = M_t \cdot C_{p_t} \cdot (t_2 - t_1)$$

$$t_2 = \frac{q_{cal}}{M_t \cdot C_{p_t}} + t_1 = \frac{70546.006(W)}{0.0555 (kg/s) \cdot 4279.4 (J/kg^\circ K)} + 20 = 316.73^\circ C$$

Como t_2 calculado es diferente del t_2 asumido, se realizan varias iteraciones, para encontrar los valores de las propiedades térmicas del diseño.

Tabla 39. Resultado de iteraciones a partir de t_2

$t_2(^{\circ}C)$	$C_p \left(\frac{J}{kg^{\circ}K} \right)$	$K_t \left(\frac{W}{m^{\circ}C} \right)$	$q_{req} (W)$	$A_{req} (m^2)$	$\mu_t \left(\frac{kg}{ms} \right)$	Re_t	$T_w (^{\circ}C)$
316.7304	4288.00	0.6958	70687.777	1.7502	1.024E-04	6461.6540	183.3244
317.0085	4288.30	0.6958	70758.981	1.7517	1.024E-04	6461.6540	183.5194
317.0041	4288.30	0.6958	70757.923	1.7517	1.024E-04	6461.6540	183.5206

Fuente: Autor

Tabla 39. Resultado de iteraciones a partir de t_2 (continuación)

$\mu_{tw} \left(\frac{Kg}{ms} \right)$	$K_{tw} \left(\frac{W}{m^{\circ}K} \right)$	Nu_t	$\alpha_s \left(\frac{W}{m^2^{\circ}C} \right)$	$\alpha_t \left(\frac{W}{m^2^{\circ}C} \right)$	$U_o \left(\frac{W}{m^2^{\circ}C} \right)$	$q_{cal} (W)$
0.0001099	16.5999	25.6270	189.4962	3836.3314	144.9566	70754.0305
0.0001101	16.6022	25.6211	189.4962	3835.4444	144.9544	70757.9231
0.0001101	16.6022	25.6211	189.4962	3835.4444	144.9544	70757.9231

Fuente: Autor

5.3 Diseño hidráulico

Los datos necesarios para el diseño hidráulico según los nuevos resultados obtenidos en la Tabla 40 son los siguientes:

- $\bar{T}_t = \frac{317.0041+20}{2} = 168.5021^{\circ}C$ (temperatura promedio de los tubos)
- $P_t = 3230 \text{ psi}$

Tabla 40. Propiedades térmicas corregidas a temperatura media de los tubos de y una presión de trabajo de 3230 psi

Propiedades térmica	Valor	unidades	Referencias
Volumen específico	0.001098	m^3/kg	WASP
Densidad	910.747	kg/m^3	WASP
Poder calorífico(C_p)	4288.3	$J/kg^{\circ}K$	Tabla 39
Viscosidad dinámica(μ_t)	1.024E-04	kg/ms	Tabla 39
Prandtl (Pr)	0.6311	-	Ec. (9)
Conductividad Térmica (k_t)	0.6958	$W/m^{\circ}K$	Tabla 39
Coefficiente de transferencia (α_t)	3835.444	$W/m^2^{\circ}C$	Tabla 39
Factor de suciedad (R_{ft})	0.0005	$m^2^{\circ}C/W$	Tabla 37

Fuente: Autor

Las propiedades térmicas del vapor de agua a temperatura media de 487.5°C y una presión de 3000 psi. Son las mismas de la Tabla 36, ya que no hubo cambio en las temperaturas de entrada y salida de la coraza, y la presión se mantuvo la misma.

5.3.1 *Caída de presión en la coraza.* La caída de presión en la coraza se calcula a partir de la suma de las caídas de presión de flujo cruzado entre deflectores (Δp_c), más la caída de presión en todas las ventanas de los deflectores (Δp_w), y la caída de presión del fluido en los compartimientos del primero y último deflector (Δp_e), y viene dada por la Ec. [111]

$$\Delta p_s = \Delta p_c + \Delta p_w + \Delta p_e$$

5.3.1.1 *Caída de presión del flujo cruzado entre deflectores, Δp_c .* En la Figura 53 se puede observar la región ocupada por esta caída de presión, y se calcula a partir de la Ec. [112].

$$\Delta p_c = \Delta p_{bi}(N_b - 1)(R_b)(R_l)$$

$C_{bp} = 3.7$ para flujo turbulento ($Re_s \geq 100$)

$$F_{sbp} = 0.3887 \quad \text{Ec. [83]}$$

$$r_{ss} = 0; \text{ Porque } Lbb < 30mm \quad (\text{BEGELL HOUSE INC., 1998 págs. 3.3.5-12})$$

$$R_b = \exp[-3.7 \times 0.3887(1 - \sqrt[3]{2 \times 0})] = 0.2374 \quad \text{Ec. [113]}$$

$$r_{lm} = 0.0292 \quad \text{Ec. [75]}$$

$$r_s = 0.65006 \quad \text{Ec. [76]}$$

$$p = [-0.15(1 + 0.65006) + 0.8] = 0.55249 \quad \text{Ec. [115]}$$

$$R_l = \exp[-1.33(1 + 0.65006)(0.0292)^{0.55249}] = 0.73234 \quad \text{Ec. [114]}$$

Los coeficientes de correlación para f_i (b_1, b_2, b_3 y b_4) están en la Tabla 32 en función del número de Reynolds.

$$b = \frac{6.3}{1+0.14(2379.556)^{0.378}} = 1.7283 \quad \text{Ec. [105]}$$

$$f_i = 0.0815 \left(\frac{1.33}{1.5} \right)^{1.728} (2379.556)^{0.022} = 0.0786 \quad \text{Ec. [104]}$$

$$L_{pp} = L_{tp} = 11.925 \text{ mm} \quad (\text{Tabla 29})$$

$$Bc = 36\% \quad (\text{Figura 42})$$

$$N_{tcc} = \frac{124.4}{11.925} \left[1 - 2 \left(\frac{36}{100} \right) \right] = 3 \quad \text{Ec. [86]}$$

$$N_b = 11 \text{ deflectores} \quad \text{Ec. [89]}$$

$$\Delta p_{bi} = 2(10^{-3})(0.0786)(3) \frac{(9.14827)^2}{73.099} (1) = 5.399 \times 10^{-4} \text{ KPa} \quad \text{Ec. [101]}$$

$$\Delta p_c = 5.399 \times 10^{-4} (11 - 1) (0.2374) (0.73234) = 9.387 \times 10^{-4} \text{ (kPa)}$$

5.3.1.2 *Caída de presión en todas las ventanas de los deflectores Δp_w .* En la Figura 54 se puede observar la región ocupada por esta caída de presión, y se calcula a partir de la Ec. [116-a], porque es un flujo turbulento.

$$\Delta p_w = N_b R_l \left[(2 + 0.6 N_{tcw}) \frac{\dot{m}_w}{2 \rho_s} (10^{-3}) \right]$$

$$L_{pp} = L_{tp} = 11.925 \text{ mm} \quad (\text{Tabla 29})$$

$$N_{tcw} = \frac{0.8}{11.925} \left[124.4 \left(\frac{36}{100} \right) - \frac{124.4 - 101.45}{2} \right] = 2.23 \quad \text{Ec. [88]}$$

$$N_{tcw} = 2 \text{ filas de tubos cruzados en la ventana}$$

$$S_m = 6072.793 \text{ mm}^2 \quad \text{Ec. [81]}$$

$$S_{wg} = \frac{\pi}{4} (124.4)^2 \left(\frac{147.48}{360} - \frac{\sin(147.48)}{2\pi} \right) = 3939.262 \text{ mm}^2 \quad \text{Ec. [119]}$$

$$F_w = 0.2866 \quad \text{Ec. [73]}$$

$$N_{tw} = 46(0.2866) \approx 13 \text{ tubos en la ventana} \quad \text{Ec. [121]}$$

$$S_{wt} = 13 \left(\frac{\pi}{4} (7.95 \text{ mm})^2 \right) = 645.3087 \text{ mm}^2 \quad \text{Ec. [120]}$$

$$S_w = 3939.262 - 645.3087 = 3293.953 \text{ mm}^2 \quad \text{Ec. [118]}$$

$$\dot{m}_w = \frac{0.0555 \text{ kg/s}}{\sqrt{6072.793 * 3293.953}} * 10^6 = 12.4215 \text{ kg/m}^2\text{s} \quad \text{Ec. [117]}$$

$$D_w = \frac{4(3293.953 \text{ mm})}{\pi * 7.95 \text{ mm} * 13 + \pi * 124.4 \text{ mm} \left(\frac{147.4796}{360} \right)} = 27.1786 \text{ mm} \quad \text{Ec. [122]}$$

$$\Delta p_w = 11 \cdot 0.73234 \left[(2 + 0.6(2)) \frac{12.4215(\text{kg/m}^2\text{s})}{2(73.0994)} (10^{-3}) \right]$$

$$\Delta p_w = 0.0021901 \text{ kPa}$$

5.3.1.3 *Caída de presión del fluido en los compartimientos del primero y último deflector, Δp_e .* De la Ec. [123]

$$\Delta p_e = (\Delta p_{bi}) \left(1 + \frac{N_{tcw}}{N_{tcc}} \right) R_b R_s$$

$n = 0.2$ para flujo turbulento ($Re_s \geq 100$)

$$R_s = \left(\frac{124.4}{124.4} \right)^{2-0.2} + \left(\frac{124.4}{124.4} \right)^{2-0.2} = 2 \quad \text{Ec. [124]}$$

$$\Delta p_e = (5.399 \times 10^{-4}) \left(1 + \frac{2}{3} \right) 0.2374 * 2 = 4.272 \times 10^{-4} \text{ (kPa)}$$

La caída de presión en la coraza es:

$$\Delta P_s = 9.387 \times 10^{-4} + 2.1901 \times 10^{-3} + 4.272 \times 10^{-4}$$

$$\Delta P_s = 0.003556 \text{ (kPa)} \approx 5.158 \times 10^{-4} \text{ psi}$$

Como es una caída de presión muy pequeña no es un factor que implique la revisión del diseño ya realizado. Entonces asumo que para los tubos, igual será un valor muy pequeño que no influirá en las presiones de diseño, ya que son muy elevadas.

5.4 Diseño mecánico

En primera instancia se determina la presión y temperatura de diseño, el esfuerzo máximo permisible de los materiales de cada elemento del intercambiador y algunos datos geométricos, para calcular y verificar los espesores correspondientes de cada uno de éstos.

5.4.1 Diseño de la coraza cilíndrica:

- Datos

Material: Tubería de acero inoxidable austenítico ASTM SA-312, TP-316.

$$Pd_s = 3300 \text{ psi} \quad \text{Ec. [125-b]}$$

$$R_s = 62.2 \text{ mm} \quad (\text{Anexo C})$$

$$Td_s = 570^\circ\text{C} \approx 1058^\circ\text{F} \quad (\text{Tabla 33})$$

$$S_s = 97.8 \text{ MPa} \approx 14180 \text{ psi} \quad (\text{Anexo E})$$

$$E = 1 \text{ (sin costuras en las juntas)}$$

- Esfuerzo Circunferencial de la Ec. [126]

$$\text{Como } Pd_s < (0.385SE = 5460.8 \text{ psi})$$

$$t_s = \frac{(3300 \text{ psi}) \times (62.2 \text{ mm})}{14180 \text{ psi}(1) - 0.6(3300 \text{ psi})} = 16.82 \text{ mm}$$

- Esfuerzo Longitudinal de la ec. (127)

$$\text{Como } Pd_s < 1.25SE = 17730 \text{ psi}$$

$$t_s = \frac{(3300 \text{ psi}) \times (62.2 \text{ mm})}{2(14180 \text{ psi})(1) - 0.4(3300 \text{ psi})} = 7.59 \text{ mm}$$

- *Análisis de espesor de la coraza.* Se escoge el mayor espesor obtenido para tomarlo de referencia si está bien seleccionado el material y la cédula de la tubería. Según el catálogo de AALCO basado en la norma ASME 36.10 de tubos de aceros inoxidables (Ver Anexo C) que es un acero de alta tensión admisible a altas temperaturas y resistente a la corrosión (Ver Anexo E), tiene un diámetro

nominal de 6" con una cédula denominada XXS (Double Extra Strong) que designa un espesor de $t_s = 21.95\text{mm}$. Con este valor se comprueba que la cédula, el diámetro y el material escogido son aceptables para las condiciones de trabajo requeridas, ya considerando una tolerancia de corrosión del espesor calculado.

5.4.2 Diseño de tubos

(a) Para condiciones de presión interna

- Datos

Material: Tubo de acero inoxidable austenítico. ASTM SA-213, TP-316

$$Pd_t = 3550 \text{ psi} \quad \text{Ec. [125-b]}$$

$$R_t = 2.324 \text{ mm} \quad \text{(Anexo B)}$$

$$Td_t = 300^\circ\text{C} \approx 572^\circ\text{F} \quad \text{(Tabla 33)}$$

$$S_t = 119\text{MPa} \approx 17260 \text{ psi} \quad \text{(Ver Anexo E)}$$

$$E = 1 \text{ (sin costuras en las juntas)}$$

- Esfuerzo Circunferencial de la Ec.[128]

$$\text{Como } Pd_t < 0.385SE = 6652 \text{ psi}$$

$$t_t = \frac{(3550 \text{ psi})x(2.324 \text{ mm})}{17260 \text{ psi}(1) - 0.6(3550 \text{ psi})} = 0.537 \text{ mm}$$

- Esfuerzo Longitudinal de la Ec. (129)

$$\text{Como } Pd_t < 1.25SE = 21600 \text{ psi}$$

$$t_t = \frac{(3550 \text{ psi})x(2.324 \text{ mm})}{2(17280 \text{ psi})(1) - 0.4(3550 \text{ psi})} = 0.249 \text{ mm}$$

(b) Para condiciones de presión externa.

$$\text{Como } D_t/t = 4.815 < 10 \text{ y,}$$

$$L_{ti}/D_t > 50 \text{ se toma este valor}$$

$$A = 0.05 \quad \text{(Ver Anexo G)}$$

$$B = 90 \text{ MPa} \quad \text{(Ver Anexo H)}$$

Se calcula Pa_1 de la ec. (133):

$$Pa_1 = 90 \left(\frac{2.167}{4.815} - 0.0833 \right) = 33.01 \text{ MPa} \approx 4787.36 \text{ psi}$$

Se calcula Pa_2 de la ec. (134):

$$Pa_2 = \frac{2(17280)}{4.815} \left(1 - \frac{1}{4.815} \right) = 5686.9 \text{ psi}$$

Para encontrar Pa se selecciona el menor valor calculado de Pa_1 y Pa_2 , y se compara con la presión externa de diseño ($P_d = 3300 \text{ psi}$)

- *Análisis del diseño de tubos.* Como $Pa = 4787.36 \text{ psi} > P_d = 3300 \text{ psi}$ entonces el espesor calculado $t_t = 0.537 \text{ mm}$ es aceptable. Según el Anexo B (Tabla de dimensiones y pesos de tubos BWG para aceros inoxidables) un tubo de acero inoxidable SA-213 con grado TP-316 de diámetro nominal de 5/16" que es un acero de alta tensión admisible a altas temperaturas y resistente a la corrosión, con el cual se realizó el diseño térmico, tiene un BWG-16 que designa un espesor de $t_t = 1.651 \text{ mm}$. Con este valor obtenido se comprueba que es apto para las condiciones de trabajo requeridas, ya que hay que considerar una tolerancia de corrosión, del mayor valor de espesor calculado.

5.4.3 Diseño de cabezales. El cabezal de entrada y salida consta del canal y una tapa elipsoidal, todo esto integrado mediante soldadura. A continuación se determina el diseño de cada componente del cabezal:

5.4.3.1 Cálculo del espesor del canal. Para los cálculos del espesor del canal de entrada del agua (biomasa húmeda), se utiliza la presión y temperatura de diseño en los tubos, procediendo de la misma manera que para el cálculo del espesor de la coraza.

- *Datos*

Material: Tubería de acero inoxidable austenítico ASTM SA-312, TP-316.

$$Pd_t = 3550 \text{ psi}$$

Ec. [125-b]

$$R_c = 62.2 \text{ mm}$$

$$Td_t = 300^\circ\text{C} \approx 572^\circ\text{F} \quad (\text{Tabla 33})$$

$$S_c = 119 \text{ MPa} \approx 17260 \text{ psi} \quad (\text{Ver Anexo E})$$

$$E = 1 \text{ (sin costuras en las juntas)}$$

- *Esfuerzo circunferencial de la Ec. [126]*

$$\text{Como } Pd_s < (0.385SE = 6644 \text{ psi})$$

$$t_c = \frac{(3550 \text{ psi}) \times (62.2 \text{ mm})}{17260 \text{ psi}(1) - 0.6(3550 \text{ psi})} = 14.59 \text{ mm}$$

- *Análisis del diseño del canal.* Con este valor se comprueba que el material, el diámetro y el espesor del tubo seleccionado son aceptables para las condiciones de trabajo requeridas, ya considerándose una tolerancia de corrosión, a pesar de ser un material muy resistente a esta. Es el mismo diámetro, espesor y material que se seleccionó para la coraza ($t_c = 21.95 \text{ mm}$). Los dos canales tienen el mismo espesor tanto el del cabezal frontal y posterior. En el canal del cabezal frontal irán las boquillas donde intervendrá el fluido de alimentación y el otro canal irá sin boquillas. Para más detalle ver en los planos.

5.4.3.2 Cálculo del espesor de la tapa frontal y posterior. Las dos tapas serán elipsoidales del mismo material y dimensiones, y se calculará el espesor mediante la Ec. [137].

- *Datos:*

Material: Tapa elipsoidal de acero austenítico ASTM SA-403, TP-316

$$Pd_h = Pd_t = 3550 \text{ psi} \quad \text{Ec. [125-b]}$$

$$L = 73.175 \text{ mm}$$

$$Td_t = 300^\circ\text{C} \approx 572^\circ\text{F} \quad (\text{Tabla 33})$$

$$S_h = 119 \text{ MPa} \approx 17260 \text{ psi} \quad (\text{Ver Anexo E})$$

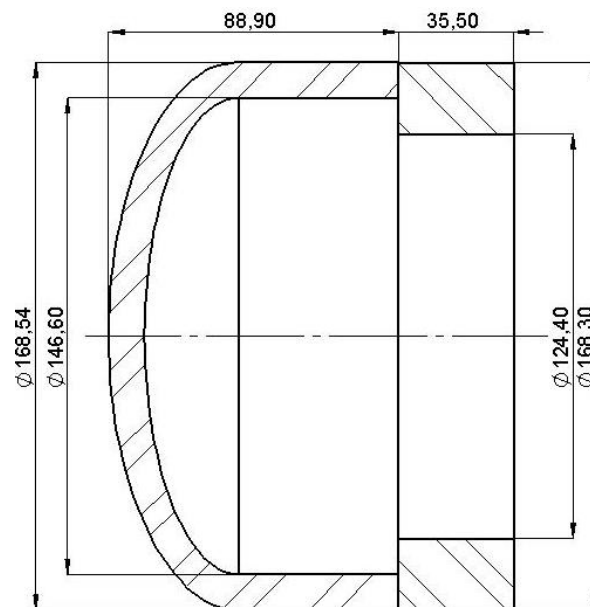
$$E = 1, \text{ para tapas sin costura.}$$

- *Tapa elipsoidal*

$$t_h = \frac{3550 \text{ psi} \times 73.175 \text{ mm}}{2(17260 \text{ psi}) - 0.2(3550 \text{ psi})} = 7.68 \text{ mm}$$

- *Análisis del diseño de las tapas:* Según el Anexo J, tabla de medidas estándar de tapas de aceros inoxidables de AALCO, se seleccionó una tapa de diámetro nominal de 6" y un espesor $t_h = 10.97 \text{ mm}$, que es adecuada según el espesor mínimo obtenido, además que debemos dejar una tolerancia de corrosión. Esta es una tapa de forma elipsoidal.
- *Esquema de los cabezales frontal y posterior.* Para el ensamble entre la tapa elipsoidal y el canal, que conforman un cabezal integrado tanto frontal y posterior (los dos tienen las mismas dimensiones), deberán estar soldados. A continuación en la Figura 68 se observa la geometría, las dimensiones y el ensamble entre la tapa y el canal.

Figura 68. Dimensiones y geometría del cabezal integrado (mm)



Fuente: Autor

5.4.4 Diseño de espejos fijos de tubos.

- *Datos:*

Material: Placa de acero inoxidable austenítico. ASTM SA-240, TP-316

$$Pd_t = 3550 \text{ psi} \quad \text{Ec. [3.105-b]}$$

$$Td_s = 570^\circ\text{C} \approx 1060^\circ\text{F} \quad (\text{Tabla 33})$$

$$S_{ts} = 14180 \text{ psi} \quad (\text{Anexo E})$$

$$F = 1$$

$$G = D_s = 124.4 \text{ mm}$$

- El cálculo del espesor por flexión se designa por la Ec. [145].

$$t_{ts} = \frac{FG}{3} \sqrt{\frac{P_{dt}}{\eta S}}$$

$$\eta = 1 - \frac{0.785}{\left[\frac{P}{do}\right]^2} = 1 \quad \text{para arreglos cuadrados} \quad \text{Ec. [147]}$$

$$t_{ts} = \frac{1 \cdot (124.4 \text{ mm})}{3} \sqrt{\frac{3550 \text{ psi}}{1(14180)}} = 20.748 \text{ mm}$$

Como $\frac{P}{S} < 1.6 \left(1 - \frac{d_t}{P_{dt}}\right)^2 = 0.25 < 1.59$; Entonces no se considera el esfuerzo cortante.

- *Análisis del diseño de los espejos:* Según el Anexo I, tabla de medidas estándar de placas de aceros inoxidables, se escoge una placa de espesor $t_{ts} = 25 \text{ mm}$, que es adecuada según el espesor mínimo obtenido, además que debemos dejar una tolerancia de corrosión. Las diferencias del uno al otro son: el espejo frontal tiene una ranura para la placa divisora, y el espejo posterior tiene dos agujeros para el armado de las barra de soporte. El esquema de las dimensiones y soldadura de los espejos, se encuentran detallados en los planos.

5.4.5 Diseño de bridas. En este caso este diseño, no se aconseja bridas ni en la unión de coraza y canal, ni en el cuello de las boquillas, por las condiciones extremas de trabajo del equipo, todo irá unido o sellado por soldadura. En la sección 4.5 se muestra el procedimiento y tipo de soldadura a la cual serán sometidas estas juntas. Los espejos irán soldados a la coraza y el cabezal en cada lado, convirtiéndose en un intercambiador compacto.

5.4.6 Diseño de boquillas (Registros).

5.4.6.1 Boquillas de los cabezales:

- *Datos:*

Material: Tubo de acero inoxidable austenítico. ASTM SA-213, TP-316

$$P_{dt} = 3550 \text{ psi} \quad \text{Ec. (125-b)}$$

$$Td_t = 300^\circ\text{C} \approx 572^\circ\text{F} \quad \text{(Tabla 33)}$$

$$R_{nc} = 6.756 \text{ mm} \quad \text{(Anexo II)}$$

$$S_{nc} = 17260 \text{ psi} \quad \text{(Anexo V)}$$

$$E = 1$$

El espesor de las boquillas de los cabezales viene dado por la ec. (164):

$$t_{nc} = \frac{3550 \text{ psi} \times 6.756 \text{ mm}}{17260 \text{ psi}(1) - 0.6(3550 \text{ psi})} = 1.585 \text{ mm}$$

Cálculo de la resistencia del área del refuerzo dada por la ec. (169):

$$A = 13.512 \text{ mm} \cdot 14.59 \text{ mm} = 197.14 \text{ mm}^2$$

De la ec. (170) escojo la mayor área:

$$A1 = (21.95 - 14.59)13.512 = 99.448 \text{ mm}^2$$

$$A1 = (21.95 - 14.59)(2.769 + 21.95) \times 2 = 363.864 \text{ mm}^2 *$$

De la ec. (171) escojo la menor área:

$$A2 = (2.769 - 1.585)(21.95)5(17260/14180) = 158.169 \text{ mm}^2$$

$$A2 = (2.769 - 1.585)(2.769)5(17260/14180) = 19.953 \text{ mm}^2 *$$

Área de soldadura de filetes:

$$a_1 = a_2 = t_{nc} = 2.769 \text{ mm} \quad (\text{Anexo K})$$

$$A3 = 2a_1^2 = 2 t_{nc}^2 = 2(2.769)^2 = 15.33 \text{ mm}^2 \quad (\text{MEGYESY, 1992 pág. 106})$$

Área de la extensión de la boquilla hacia el interior

$$A4 = 2.769 \cdot 2(2.5 \cdot 2.769) = 38.334 \text{ mm}^2 \quad (\text{MEGYESY, 1992 pág. 106})$$

Como:

$$A1 + A2 + A3 \geq A$$

$$(363.864 + 19.953 + 15.33 + 38.334) = 437.48 \text{ mm}^2 > 227.27 \text{ mm}^2$$

Entonces las boquillas en los cabezales no necesitan refuerzo

- *Análisis del diseño de las boquillas en los cabezales:* El valor de espesor obtenido para ambas boquillas, nos indica que el tubo de acero austenítico escogido de ¾" con BWG-12, es el adecuado ya que tiene un espesor $t_{nc} = 2.769 \text{ mm}$ (Anexo B), ya que también está considerada una tolerancia de corrosión del material. Además se verificó que no es necesario refuerzo en las boquillas de los cabezales. En los planos se muestra las dimensiones de las boquillas y detalles de soldadura.

5.4.6.2 Boquillas en la coraza:

- *Datos:*

Material: Tubo de acero inoxidable austenítico. ASTM SA-213, TP-316

$$P_{ds} = 3300 \text{ psi} \quad \text{Ec. [125-b]}$$

$$Td_s = 570^\circ\text{C} \approx 1058^\circ\text{F} \quad (\text{Tabla 33})$$

$$R_{nc} = 9.652 \text{ mm} \quad (\text{Anexo B})$$

$$S_{ns} = 14180 \text{ psi} \quad (\text{Anexo V})$$

$$E = 1$$

$$\rho_s = 97.099 \text{ kg/m}^3 \quad (\text{Tabla 36})$$

Para el diseño de estas boquillas se comprueba si la velocidad que tiene es la apropiada para implementar una placa de choque o no.

$$v_{ns,max} = \sqrt{\frac{750(kg/ms^2)}{97.099 kg/m^3}} = 2.78 (m/s) \quad \text{Ec. [57 b]}$$

$$\dot{Q}_s = 0.055556 kg/s \cdot (0.01368 m^3/kg) = 7.6 \times 10^{-4} m^3/s \quad \text{Ec. [166]}$$

Asumo un diámetro comercial interno de la boquilla en la coraza

$$D_{ns,sup} = 19.304 mm$$

$$A_{ins} = \frac{\pi(19.304)^2}{4} = 2.927 \times 10^{-4} m^2$$

$$V_{ns} = \frac{7.6 \times 10^{-4} m^3/s}{2.927 \times 10^{-4}} = 2.59 m/s \quad \text{Ec. [165]}$$

Al comprobar que la velocidad real de la boquilla es menor que la velocidad máxima permisible ($V_{ns} < V_{ns,max}$), concluyo que no se necesita diseñar una placa de choque.

Entonces, encuentro el espesor mínimo requerido de las boquillas en la coraza, de la Ec. [168]:

$$t_{ns} = \frac{3300psi (9.652mm)}{14180 - 0.6(3300)} = 2.61 mm$$

Cálculo de la resistencia del área del refuerzo dada por la Ec. [169]:

$$A = 19.304mm \cdot 16.82mm = 324.693 mm^2$$

De la ec. (170) escojo la mayor área:

$$A1 = (21.95 - 16.82)19.304 = 99.03 m^2$$

$$A1 = (21.95 - 16.82)(3.048 + 21.95)x2 = 253.98 mm^2 *$$

De la ec. (171) escojo la menor área:

$$A2 = (3.048 - 2.61)(21.95)5(14180/14180) = 48.07 mm^2$$

$$A2 = (3.048 - 2.61)(3.048)5(14180/14180) = 6.67 mm^2 *$$

Área de soldadura de filetes:

$$a_1 = a_2 = t_{nc} = 2.769 \text{ mm} \quad (\text{Anexo K})$$

$$A_3 = 2a_1^2 = 2 t_{ns}^2 = 2(3.048)^2 = 18.58 \text{ mm}^2 \quad (\text{MEGYESY, 1992 pág. 106})$$

Área de la extensión de la boquilla hacia el interior

$$A_4 = 3.048 \cdot 2(2.5 \cdot 3.048) = 46.45 \text{ mm}^2 \quad (\text{MEGYESY, 1992 pág. 106})$$

Como:

$$A_1 + A_2 + A_3 \geq A$$

$$(253.98 + 6.67 + 18.58 + 46.45) = 325.682 \text{ mm}^2 > 324.69 \text{ mm}^2$$

Entonces las boquillas en la coraza no necesitan refuerzo

- *Análisis del diseño de boquillas en la coraza.* El valor de espesor obtenido para ambas boquillas en la coraza, nos indica que el tubo de acero austenítico escogido de 1" con BWG-11, es el adecuado ya tiene un espesor $t_{ns} = 3.048 \text{ mm}$, ya que también se está considerando una tolerancia de corrosión del material. En los planos se muestra las dimensiones y detalles de soldadura de las boquillas.

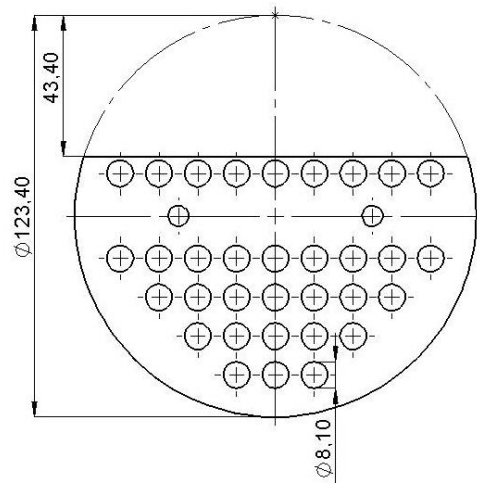
5.4.7 *Diseño de deflectores.* El espesor de los deflectores se toma de la Tabla 34, recomendado por TEMA.

$$t_b = 1/8" \approx 3.175 \text{ mm}$$

- *Análisis del diseño de los deflectores:* Como esta es una recomendación de TEMA, se tomó este valor. El material para los deflectores se escogió una plancha de acero inoxidable austenítico SA-240, Type-316, ya que este estará sometido a un fluido que es altamente corrosivo. Estos deflectores son segmentados simples con un corte horizontal. A continuación en la figura 69 se observa las dimensiones y geometría de los deflectores. En la Figura 70 se observa la distribución y distancias entre los 11 deflectores centrales, los de entrada y de salida, para este ensamble y separación de los deflectores irán dos tensores roscados y 44 tuercas. En la figura 71 se muestra el claro entre los deflectores y la coraza (L_{sb}).

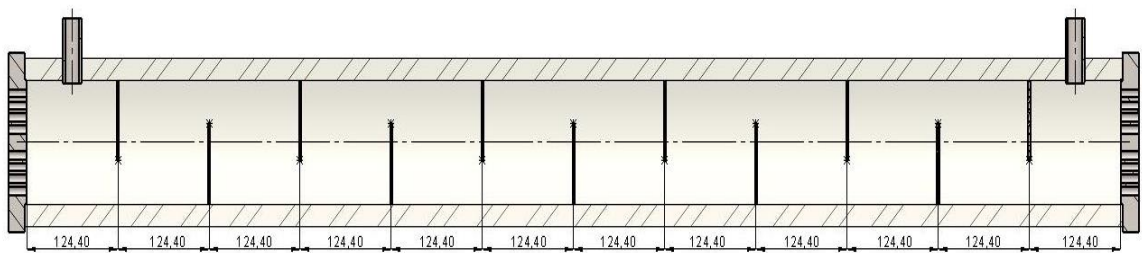
- *Esquema del diseño de los deflectores:*

Figura 69. Dimensiones y geometría de los deflectores con corte horizontal (mm)



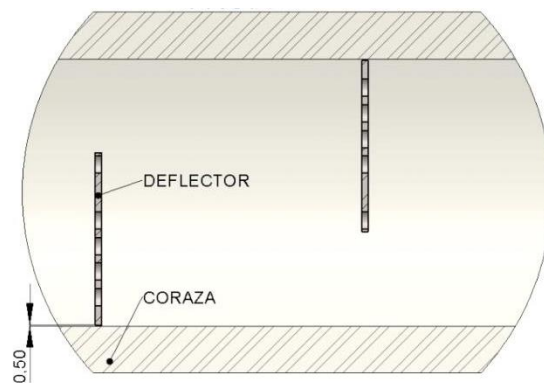
Fuente: Autor

Figura 70. Distribución y distancias de los deflectores de entrada, centrales y finales (mm)



Fuente: Autor

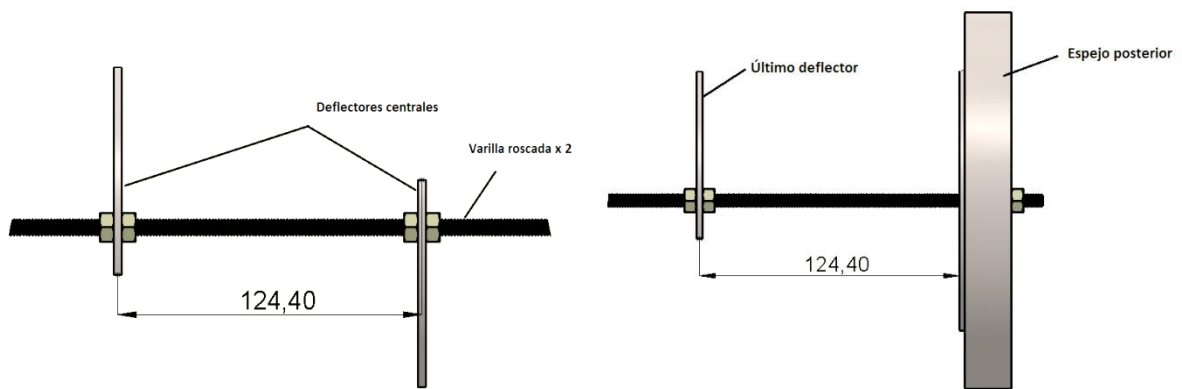
Figura 71. Claro entre los deflectores y coraza (mm)



Fuente: Autor

5.4.8 Dimensiones de las barras de soporte. Las barras de soporte son dos varillas o tensores roscados de acero inoxidable de 1/8" que van a da soporte a los deflectores y las mantendrá a distancia obtenida en el diseño (L_{bc}), mediante tuercas abridadas, como se muestra en la Figura 72. Las varillas irán sujetas al extremo del espejo fijo del lado del cabezal posterior mediante un perno abridado de acero inoxidable de esta medida, y el otro extremo solo entrará en la holgura de los espejos fijos del lado del cabezal frontal.

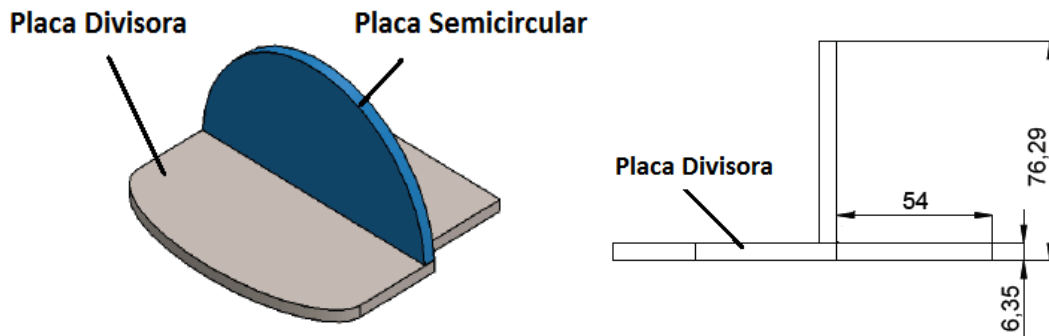
Figura 72. Esquema del soporte y espaciado mediante las varillas de soporte a los deflectores (mm)



Fuente: Autor

5.4.9 Dimensionamiento de la placa divisora. La placa divisora consta de dos piezas soldadas. La una es la placa divisora cortada a la forma interior del cabezal y ubicada horizontalmente, de una plancha de acero inoxidable SA-240 tipo-316 de 1/4plg de espesor, la que divide la cámara del cabezal en dos pasos para los tubos. La otra pieza de forma semicircular es soldada perpendicularmente en la parte superior de la placa divisora reduciendo la cámara de entrada del fluido frío, para absorber los esfuerzos (tomado como referencia el cabezal frontal tipo D de la Tabla 13). En la Figura 73 se muestra las dimensiones de la placa divisora. En los planos se muestra más detalladamente la ubicación y geometría de estas dos placas.

Figura 73. Dimensiones y geometría de la placa divisora diseñada (mm)



Fuente: Autor

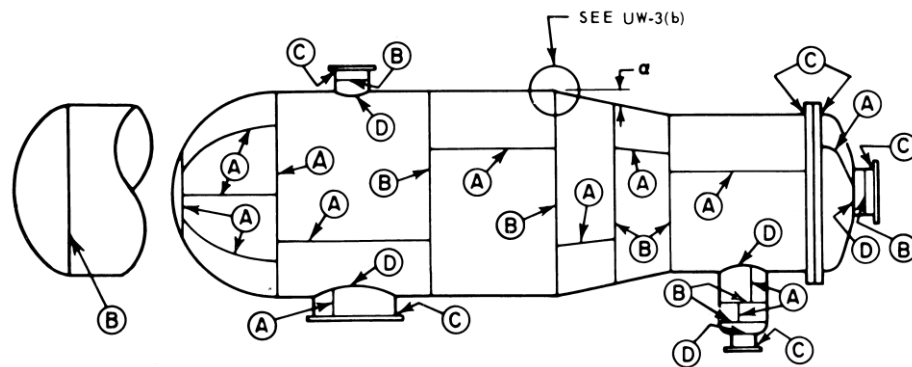
5.4.10 *Diseño de las silletas de soporte del intercambiador.* El diseño de la silleta se dimensionó con valores asumidos, en espesores, materiales y distancias; y fueron validados en el programa computacional de dibujo asistido SolidWork. Ver (Anexo R). El material utilizado para las silletas fue un acero al carbono estructural SA-36.

5.5 Análisis de las juntas entre cada elemento del intercambiador.

Antes de aplicar cualquier soldadura, en recipientes a presión, debemos seleccionar un procedimiento de soldadura en cada caso en particular, el cual nos indica la preparación, tipo de soldadura, diámetro del electrodo, etc, para cada tipo y espesor de material. Todas las recomendaciones están soldadura para recipientes a presión se encuentran en la parte UW “Requirements for Pressure Vessels Fabricated by Welding” del (ASME - Boilers and Pressure Vessel Code, 2010). Luego se deberá hacer pruebas de soldaduras, apegándose estrictamente a las recomendaciones hechas por el código ASME, sección IX “Welding and Brazing Qualifications”.

A continuación en la Figura 74 se muestra un esquema donde muestra la locación de las categorías de juntas soldadas.

Figura 74. Esquema de ubicación de juntas soldadas típicas de categorías A, B, C y D



Fuente: ASME. Rules of Construction of Pressure Vessels. p. 113

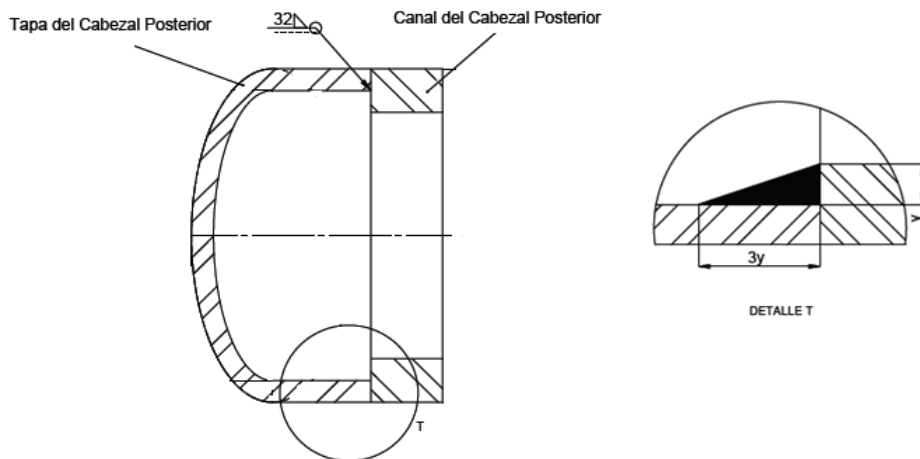
5.5.1 Junta entre espejos y tubos. La junta entre espejos y tubos se realizará por medio de expansión de los tubos hasta que quede fijo en las holguras de los espejos mediante expansores, tomando en cuenta las respectivas tolerancias de diseño. La expansión será de 1 mm del diámetro del tubo.

5.5.2 Soldadura entre los canales y las tapas frontal y posterior. Según el código ASME, sección VIII división 1, en el ítem UW-3 la junta que se aplicará en la parte externa de la junta entre el canal y la tapa es a tope de categoría B, como se muestra en las Figuras 74 y 75. Aquí se debe soldar mediante un proceso MIG con un electrodo AWS ER-316 (INDURA, 2010 pág. 54). Los dos cabezales tienen las mismas dimensiones y características.

Según el (Anexo L) de juntas a tope de placas de espesor desigual, la longitud de soldadura debe ser tres veces la diferencia de espesores entre estos elementos ($l = 3y$), en las soldaduras internas excepto en el cabezal frontal donde se aloja la placa divisora, como se muestra en la Figura 75. En los planos de detalle de soldadura se especifica el símbolo de soldadura de esta junta como se muestra en el (Anexo M).

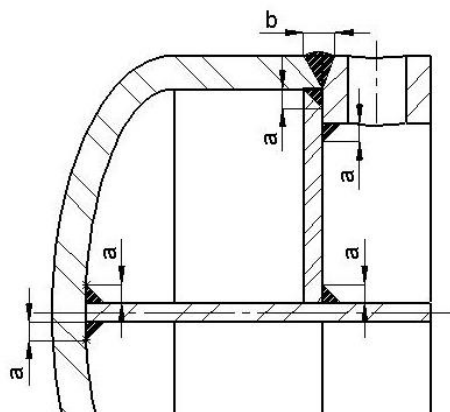
5.5.3 Soldadura entre la placa divisora y el cabezal frontal. En la Figura 76 se muestra un esquema de los tipos de soldadura que se aplican en cada junta entre estos dos elementos. En los planos también se muestra los detalles de soldadura entre las placas el cabezal frontal.

Figura 75. Soldadura entre canal, y la tapa elipsoidal del cabezal posterior



Fuente: Autor

Figura 76. Soldadura entre el canal, la tapa elipsoidal, y la placa divisora del cabezal frontal



Fuente: Autor

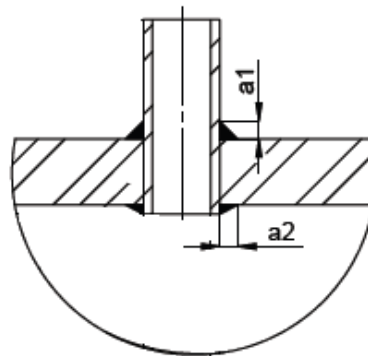
5.5.4 Soldadura entre espejo y coraza. Según el código ASME, sección VIII división 1, la junta que se aplicará es de categoría C. Los dos espejos se soldarán a la coraza con el mismo procedimiento, a excepción que en un espejo ya estarán incluidos el haz de tubos. Aquí se debe soldar mediante un proceso MIG con un electrodo AWS: ER-316. (INDURA, 2010 pág. 54). Para los detalles de soldadura se debe seguir según el (Anexo N) opción (e-2) de la norma ASME. En los planos de detalle de soldadura se especifican los símbolos de soldadura de esta junta como se muestra en el (Anexo M).

5.5.5 Soldadura entre espejo y canal. Se sigue las mismas especificaciones para las juntas entre espejo y coraza, ya que tienen las mismas dimensiones y categoría.

5.5.6 Soldadura en boquillas. Según el código ASME, sección VIII división 1, la junta que se aplicará es de categoría D. Aquí se debe soldar mediante un proceso MIG con un electrodo AWS: ER-316. (INDURA, 2010 pág. 54).

Para los detalles de soldadura se debe seguir según el Anexo K, ejemplo D, para el espesor de soldadura. En los planos de detalle de soldadura se especifican los símbolos de soldadura de esta junta como se muestra en el Anexo M. En la sección 4.4.6.1 y 2 se calcularon los espesores de soldadura a_1 y a_2 para las boquillas tanto en la coraza como en los cabezales.

Figura 77. Soldadura de boquillas



Fuente: Autor

5.6 Resultados de la selección de materiales de los componentes del intercambiador de calor

Tabla 41. Materiales seleccionados para cada componente del intercambiador

Componente	Material (ASTM)
Coraza	SA-312; TP-316
Tubos	SA-213; TP-316
Deflectores	SA-240; TP-316
Espejos	SA-240; TP-316
Barras de soporte	SA-479; TP-316
Tapas	SA-403; TP-316
Canales	SA-312; TP-316

Boquillas de los cabezales	SA-213; TP-316
Boquillas de coraza	SA-213; TP-316
Varillas de soporte	SA-479; TP-316
Placa divisora	SA-240; TP-316
Silletas de soporte	SA-36

Fuente: Autor

5.7 Resultados de diseño del intercambiador de calor

Tabla 42. Resultados del diseño total del intercambiador de coraza y tubos

Componente	Designación	Valor	Unidades
Coraza:			
Presión de diseño de la coraza	P_{ds}	3330	<i>psi</i>
Presión de operación de la coraza	P_s	3000	<i>psi</i>
Diámetro interno de la coraza	D_s	124.4	<i>mm</i>
Espesor de pared de la coraza	t_s	21.95	<i>mm</i>
Diámetro exterior de la coraza	D_{os}	168.3	<i>mm</i>
Longitud de coraza	h_s	1498.8	<i>mm</i>
Tubos:			
Presión de diseño de los tubos	P_{dt}	3550	<i>psi</i>
Presión de operación en los tubos	P_{dt}	3000	<i>psi</i>
Diámetro interno de los tubos	D_{it}	4.648	<i>mm</i>
Diámetro exterior de los tubos	D_t	7.95	<i>mm</i>
Longitud de tubos	L_{tt}	1542.8	<i>mm</i>
Paso entre tubos	L_{tp}	11.925	<i>mm</i>
Claro entre coraza y arreglo de tubos	L_{bb}	15	<i>mm</i>
Diámetro exterior del arreglo de tubos	D_{otl}	109.4	<i>mm</i>
Diámetro del círculo de tubos	D_{ctl}	101.45	<i>mm</i>
Número total de tubos	N_{tt}	46	<i>u</i>
Área de transferencia de calor del arreglo de tubos	A_o	1.715	<i>m</i> ²
Deflectores:			
Espesor de los deflectores	t_b	3.175	<i>mm</i>
Claro entre deflectores y tubos	L_{tb}	0.15	<i>mm</i>
Claro entre la coraza y deflectores	L_{sb}	1.0	<i>mm</i>

Distancia entre deflectores centrales	L_{bc}	124.4	mm
Diámetro de deflectores	D_b	123.4	mm
Corte de los deflectores	C_b	43	mm
Diámetro de los agujeros en los deflectores	D_{bb}	8.1	mm
Número de deflectores	N_b	11	u
Distancia de los deflectores de entrada y de salida	L_{bi}, L_{bo}	124.4	mm
Número total de filas de tubos en flujo cruzado	N_c	17	u
Número de tubos en la ventana	N_{tw}	14	u
Número efectivo de filas de tubos cruzados en la ventana del deflector	N_{tcw}	2	u
Barras de soporte (varilla roscada):			
Numero de barras	N_{bs}	2	u
Diámetro de las barras	D_{bs}	6.35	mm
Espejos:			
Espesor de los espejos de tubos	$L_{ts} = t_{ts}$	25	mm
Diámetro de espejos	D_{ts}	210	mm
Longitud entre espejos	L_{ti}	1492.8	mm
Canal:			
Diámetro exterior del canal	D_{oc}	168.3	mm
Espesor del canal	t_c	21.95	mm
Diámetro interno del canal	D_c	124.4	mm
Longitud del canal	h_c	35.5	mm
Tapa:			
Diámetro exterior de la tapa	D_{oh}	168	mm
Espesor de la tapa	t_h	10.97	mm
Altura de la tapa	h_h	88.9	mm
Boquillas del cabezal:			
Diámetro interno de la boquilla del cabezal	D_{nc}	13.512	mm
Espesor de las boquillas del cabezal	t_{nc}	2.769	mm
Boquillas en la coraza:			
Diámetro interno de la boquilla de la coraza	D_{ns}	19.304	mm
Espesor de las boquillas de la coraza	t_{ns}	3.048	mm
Velocidad en la boquilla de entrada de la coraza	V_{ns}	2.59	m/s

Fuente: Autor

CAPITULO VI

6 COSTOS DE INVERSIÓN

6.1 Generalidades

En este capítulo se realiza un análisis de costos por medio de una correlación que considera ciertas variables, tales como el área del intercambio, el material del equipo, el tipo del intercambiador de calor y la presión de operación.

Se calcula un valor base estimado al año según la bibliografía, y puede ser escalado al precio de la fecha actual por medio de índices. A continuación se especifica un método para el cálculo de estimación de costos para un intercambiador de calor.

6.2 Parámetros de estimación de costos para un intercambiador de calor

El coste de un intercambiador de calor de casco y tubos se obtiene con la ecuación:

$$C_a = A_e \cdot N_s \cdot b \cdot (1 + \sum C_i) \quad (174)$$

Donde:

A_e = Área de transferencia de transferencia (ft^2).

N_s = Número de corazas.

$\sum C_i$ = Suma de factores de corrección.

b = Coste unitario. ($US\$/ft^2$).

El análisis de costos de equipos a principios de 1982 permitió la obtención de la siguiente ecuación para obtener el costo de un intercambiador base:

$$b = \frac{k \cdot p \cdot f \cdot r}{1 - e^{\left[\frac{7 - D_s}{27}\right]}} \quad (175)$$

Para arreglo cuadrado

$$p = 0.75L_{tp}^2/d_t \quad (176.a)$$

Para arreglo triangular

$$p = 0.675L_{tp}^2/d_t \quad (176.b)$$

Donde:

k = Valor unitario ($k = 6.6$ \$ de 1982).

p = Factor por configuración de tubos.

f = Factor por cabezal fijo.

r = Factor por cabezal posterior.

D_s = Diámetro de la coraza (plg).

En la siguiente tabla, se muestran factores de costo para diferentes tipos de intercambiadores y para materiales en tubos y coraza.

Tabla 43. Factores de costo por tipo de intercambiador

Factores por tipo intercambiador					
	C. fijo f		Casco Cs		C. post r
A	1.03	E	0.00	L	0.83
B	1.00	F	0.18	M	0.80
C	1.06	G	0.08	N	0.85
N	1.05	H	0.13	P	1.04
D	1.60	J	0.00	S	1.00
		K	0.30	T	1.05
				U	0.90

Fuente: UNIVERSIDAD DE SALALAMANCA. Diseño de equipos e instalaciones.
p. 7.25

Tabla 44. Factores por costo de materiales en tubos y coraza

Factores por coste de materiales			
	TUBOS		Casco
	M1 soldado	M1 sin soldar	M2
Ac. carbono	1.0	2.5	1.0
AISI 304	2.8	6.5	3.7
AISI 316	4.7	10.1	6.2
Admiralty	N/A	3.6	3.6
Aluminio	N/A	1.6	1.6

Fuente: UNIVERSIDAD DE SALALAMANCA. Diseño de equipos e instalaciones.
p. 7.25

- Los valores de los factores de corrección son:

$$\text{Por longitud, (ft):} \quad C_L = 1.5(1 - L_{tt}/20) \quad (177)$$

$$\text{Por espesor:} \quad C_g = y(g - 1) \quad (178)$$

$$\text{Por material del canal:} \quad C_{CM} = 0.06(M_2 - 1) \quad (179)$$

$$\text{Por material de coraza:} \quad C_{MS} = 0.1(M_2 - 1) \quad (180)$$

$$\text{Por material de tubo:} \quad C_{MT} = y(M - 1) \quad (181)$$

$$\text{Por material de espejos:} \quad C_{MTS} = 0.04(M_2 - 1) \quad (182)$$

$$\text{Nº de pasos de tubos:} \quad C_{Ntp} = (N_{tp} - 1)/100 \quad (183)$$

$$\text{Si } N_{tp} \leq 2; \text{ entonces } C_{Ntp} = 0$$

$$\text{Por presión de coraza:} \quad C_{PS} = (Pd_s/150 - 1)(0.07 + 0.0016(D_s - 12)) \quad (184)$$

$$\text{Por presión del tubo:} \quad C_{PT} = (Pd_t/150 - 1)(0.035 + 0.00056(D_s - 12)) \quad (185)$$

$$\text{Por tipo de coraza:} \quad C_s = \text{Según la tabla 43.}$$

Estos valores de corrección están en función de los factores (y) y (g). (Universidad de Salamanca, 2006 págs. 7.24-25)

$$y = 0.129 + 0.0016(D_s - 12)/p \quad (186)$$

$$g = 1 + 0.95(BWG - 14) \quad (187)$$

Para corregir el precio de un intercambiador de calor por motivo de inflación al año actual (2013), se utiliza la siguiente ecuación:

$$\frac{C_b}{C_a} = \frac{I_b}{I_a} \quad (189)$$

Donde:

C_b = Coste del momento actual (año 2013), (US\$)

C_a = Coste del año 1982, (US\$)

I_b = Índice de costo de momento actual

I_a = Índice de costo del año 1982.

(Universidad de Salamanca, 2006 pág. 2.9)

6.3 Evaluación de costos en base a los parámetros estimados

Mediante la Ec. [174] estimaremos el costo estimado del intercambiador, en función de los cálculos auxiliares ya mostrados.

$$C_a = A_e \cdot N_s \cdot b \cdot (1 + \sum C_i)$$

Según la tablas 43 y 44 los factores de costos son:

$$f = 1.0$$

$$r = 0.80$$

$$C_s = 0$$

$$M_1 = 10.1$$

$$M_2 = 6.2$$

El factor por arreglos cuadrados de tubos, Ec. [176.a]:

$$p = 0.75((0.4695)^2/0.31299) = 0.5282$$

Diámetro interno de la coraza:

$$D_s = 124.4mm \approx 4.8976in$$

Longitud de tubos:

$$L_{tt} = 1542.8mm \approx 5.061ft$$

Área de transferencia de calor:

$$A_e = 1.715 m^2 = 18.4606 ft^2$$

$$BWG \text{ de los tubos} = 16$$

Entonces:

$$b \left[\frac{US\$}{ft^2} \right] = \frac{6.6 \cdot 0.5282 \cdot 1 \cdot 0.80}{1 - e^{\left[\frac{7-4.8976}{27} \right]}} = 34.44$$

$$y = 0.129 + 0.0016(4.8976 - 12)/0.5282 = 0.10749$$

$$g = 1 + 0.95(16 - 14) = 2.9$$

Los valores de los factores de corrección, utilizando las Ecuaciones [177] al [185]:

$$C_L = 1.5(1 - 5.0617/20) = 1.1204$$

$$C_g = y(g - 1) = 0.10749(2.9 - 1) = 0.2042$$

$$C_{CM} = 0.06(M_2 - 1) = 0.06(6.2 - 1) = 0.312$$

$$C_{MS} = 0.1(M_2 - 1) = 0.1(6.2 - 1) = 0.52$$

$$C_{MT} = y(M - 1) = 0.10749(10.1 - 1) = 0.97816$$

$$C_{MTS} = 0.04(M_2 - 1) = 0.04(6.2 - 1) = 0.208$$

$$C_{NTP} = (NTP - 1)/100 = 0; \text{ Porque } NTP \leq 2$$

$$C_{PS} = (3300/150 - 1)(0.07 + 0.0016(4.8976 - 12)) = 1.0805$$

$$C_{PT} = (3550/150 - 1)(0.035 + 0.00056(4.8976 - 12)) = 0.70318$$

$$C_s = 0 ; \text{ Coraza tipo E.}$$

Entonces:

$$\sum C_i = 1.1204 + 0.2042 + 0.312 + 0.52 + 0.978 + 0.208 + 1.0805 + 0.70318$$

$$\sum C_i = 5.12647$$

$$C_a = 18.46011 \cdot 1 \cdot 34.44 \cdot (1 + (5.12647))$$

$$C_a = \$3895 \text{ en } 1982$$

Corrección del precio por motivo de inflación al año actual:

$$\frac{C_b}{C_a} = \frac{I_b}{I_a}$$

Donde:

$$C_a = \text{US\$ } 3895$$

$$I_b = 685.4 \text{ en } 2013$$

(Anexo O)

$$I_a = 336.2 \text{ en } 1982$$

(Anexo P)

$$C_b = \frac{3895(685.4)}{336.2} = \text{US\$ } 7940.6$$

En este valor no se toma en cuenta los costos de importación, ya que en el presente proyecto de la planta piloto, se deberá hacer un análisis económico completo de toda la planta, ya que al realizarse el proyecto se deberán separar los costos de los proveedores de materiales y equipos existentes en el país y los que tocarían importar. Además este es un costo referencial aproximado.

CAPÍTULO VII

7 CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

7.1 Conclusiones

En el análisis de la biomasa de lodos residuales, después de haber tomado como referencia la Tabla 3, nos indica que la composición de estos lodos es del 92-97% de agua en peso. Esto fue un factor importante para tomar como agua el fluido de alimentación a calentar, ya que no se lo ha caracterizado física y térmicamente. El fluido caliente que ingresa a la coraza es el gas producto proveniente del reactor. Como este fluido igual no se ha caracterizado, pero sus propiedades son similares al vapor de agua, se lo tomó como tal para el diseño del intercambiador de calor.

En base a las condiciones requeridas expuestas en los criterios de selección de un intercambiador de calor, el más adecuado para esta planta piloto de gasificación de lodos residuales en agua supercrítica, fue uno de **coraza y tubos** porque se amolda a cualquier servicio, ya que tienen alta resistencia, no tienen restricciones específicas para temperaturas de operación, baja caída de presión, y muy útiles para presiones altas.

Los dos fluidos tomados para la transferencia de calor tendrán las siguientes características: el gas producto (vapor de agua) en el lado de la coraza con una presión de 3000 *psi* ingresa a 600 °C y saldrá a 375 °C sin cambio de fase; y el fluido que ingresa a los tubos es un lodo residual en agua a temperatura ambiente (20 °C) con una presión de 3230 *psi*, y se la calentará a 317 °C.

Los valores térmicos de la presente investigación, son comparados con los datos publicados de un intercambiador de calor de la planta piloto “Verena” de gasificación de biomasa en agua supercrítica, para tener como referencia las condiciones requeridas, y así analizar las características del presente diseño a los requerimientos de la planta:

Datos de ejemplo de la alimentación y producto de un intercambiador de calor de la planta piloto VERENA

Flujo Másico (kg/h)	Producto de entrada (°C)	Producto de Salida (°C)	Entrada de alimentación (°C)	Salida de alimentación (°C)
100	561	168	26	405

Datos de la alimentación y producto del intercambiador de calor diseñado

Flujo Másico (kg/h)	Producto de entrada (°C)	Producto de Salida (°C)	Entrada de alimentación (°C)	Salida de alimentación (°C)
200	600	375	20	317

Siendo este el primer estudio y diseño del intercambiador de recuperación de calor piloto, concluyo que si es apto para degradar la biomasa. El diseño del resto de equipos de la planta se basará partiendo de este primer diseño.

En el diseño hidráulico, se estimó la geometría y las distribuciones de los elementos internos de la coraza, para estimar la caída de presión en la coraza. Como el valor calculado fue de $\Delta P_s = 0.003556 \text{ (kPa)} \approx 5.158 \times 10^{-4} \text{ psi}$, es demasiado bajo e insignificante, ante la presión de trabajo en la coraza en el diseño, entonces se concluye que la presión en los tubos también será despreciable para el diseño.

En el diseño mecánico se determinaron las dimensiones y espesores de los elementos del intercambiador de calor, y se comprobaron que los materiales y diámetros seleccionados son los adecuados, según las ecuaciones expuestas en función de la presión y temperatura de diseño de cada elemento.

Las características y las razones más importantes de la selección de los componentes fueron:

- Coraza tipo “E”, de un solo paso porque es de fácil fabricación, no tiene caída de presión, y no existe cambio de fase.

- Arreglo de tubos de 90°, permite menos área de transferencia en comparación a los otros, ya que el área requerida de diseño es muy pequeña. Además en flujo turbulento es recomendable ocupar este tipo de arreglos.
- Deflectores segmentados con un corte horizontal del 36%, proporcionó una mejor distribución del flujo en el equipo. El número de deflectores fue 11, un valor máximo en relación al diámetro de la coraza pero mientras más números de deflectores mayor transferencia de calor, y el espaciado entre deflectores centrales fue de 124.4mm, el máximo permitido para este diseño.
- Espejos fijos, son los adecuados para un flujo turbulento, y el intercambiador estrictamente debe ser soldado, es decir es un equipo compacto.
- Cabezales tipo bonete de forma elíptica en las tapas, es el más apropiado para permitir una buena distribución del flujo en la entrada y salida de los tubos, además que este diseño ayudará a resistir altas presiones.

El costo estimado del equipo es de siete mil novecientos cuarenta dólares con 60/100, sin tomar en cuenta los costos de importación.

7.2 Recomendaciones

Tener un conocimiento previo del funcionamiento de los intercambiadores de calor y de las normas TEMA y ASME, antes de realizar la selección y el diseño del intercambiador de calor.

Tomar en cuenta que los valores de diseño calculados, son aproximados, ya que el agua y el vapor de agua no son los fluidos reales que van a intervenir en el intercambiador de calor. Entonces se deberá caracterizar las propiedades de los lodos residuales en función de la presión y temperatura, de la planta de tratamientos de aguas residuales con la cual se vaya a trabajar en el proyecto.

Siendo este el primer diseño de un intercambiador de recuperación de calor piloto se deber tomar como otras opciones a futuro la investigación y diseño de otros tipos de

intercambiador de calor, para encontrar cual sería el más eficiente a las condiciones requeridas de la plante, basándose en el diseño de la presente investigación. Por ejemplo:

- Un intercambiador de doble tubo ya que en el criterio de selección de intercambiadores, este tipo también sería adecuado para estas condiciones de operación, ya que este tiene la particularidad que es útil para áreas pequeñas de transferencia y altas presiones, para así verificar cual es el más óptimo y eficiente tipo de intercambiador a estas condiciones de operación.
- Dos intercambiadores de coraza y tubos en serie ya que esto ayudaría por la gran diferencia de temperatura, pero se debe tomar en cuenta que para llegar a una temperatura mayor al diseño presente, debe haber un cambio de fase (condensado).

Cuando se construya el intercambiador de calor realizar la prueba de radiografiado en la soldadura en cada junta cumpliendo las normas establecidas, ya que estará expuesto a elevadas presiones y temperaturas de operación.

Realizar las pruebas hidrostáticas para comprobar la validez de las juntas en el lado de la coraza y de los tubos independientemente a sus presiones de prueba, ya que todo el intercambiador es compacto, y no es factible desmontar este intercambiador.

El mantenimiento deberá ser estrictamente químico, porque los espejos son fijos, y los cabezales no son bridados como convencionalmente se construye, estos son soldados completamente, es decir es un intercambiador de calor compacto.

Se deberá hacer un estudio de los mayores proveedores e importadores de los equipos y materiales para la planta piloto en total, si se llega a concretar el proyecto; ya que el costo que se estimó, es solamente referencial de este equipo específico, además que no se toma en cuenta el costo por importación, ni mano de obra.

BIBLIOGRAFÍA

AndyC Creations and Katmar software. *WASP (Water and Steam Properties for Windows)*.

ASME - Boiler and Pressure Vessel Code. 2010. *Material - Section II, part D - Properties (metric)*. New York : ASME, 2010.

ASME - Boiles and Pressure Vessel Code. 2010. *Rules of Construction of Presure Vessels. Section VIII, Div. 1*. New York : ASME, 2010.

Asociación Ingenieros Químicos de Uruguay. 2008. *Generación de hidrógeno a partir de biomasa mediante gasificación en agua supercrítica*. Montevideo : AIQU, 2008.

BASU, Prabir. 2010. *Biomass gasification and pyrolysis: practical design and theory*. USA : Elsevier, 2010.

BEGELL HOUSE INC. 1998. *Heat Exchanger Design Handbook, Cap.3*. [book auth.] Jerry TABOREK. *Thermal and Hydraulic design of exchanger heat*. USA : Begell House Inc., 1998.

BEGELL HOUSE INC. 1998. *Heat Exchanger Design Handbook, Cáp.4*. [book auth.] E. SAUNDERS. *Shell and Tube exchanger: construction*. USA : Begel House Inc., 1998.

CARBALLO, Leila. *Biomasa: Alternativa sustentable para la producción de Biogás*. *monografías.com*. [Online]
<http://www.monografias.com/trabajos48/biomasa/biomasa.shtml>.

CHEMICAL ENGINEERING. 2002. *Updating the CE Plant Cost Index*: www.CHE.com . [Online] 2002. <http://www.ceunes.ufes.br/downloads/2/taisalira-Updating%20the%20CE%20Plant%20Cost%20Index.pdf>.

CUADRADO, Karina. 2010. *Diseño, construcción y prueba de un intercambiador de calor de coraza y tubos para laboratorio de térmicas de la Facultad de Mecánica*. Riobamba : ESPOCH, 2010.

DOMINGUEZ, L and PARZANESE, M. *Fluídos supercríticos. Alimentos argentinos*. [Online]
http://www.alimentosargentinos.gov.ar/contenido/sectores/tecnologia/ficha_01_fluidos.pdf.

FLOWGASKET. *Gasket for plate heat exchanger*. [Online]
<http://www.flowgasket.com/importancia.htm>.

FRANCOVIGH S.A. 2007. Catálogo Bidas Forjadas. [Online] 2007.
http://www.francovigh.com.ar/catalogo_2007.pdf.

GONZÁLEZ, Rafael. 2007. *Fabricación y validación experimental de un intercambiador de calor de tubo y coraza*. México D.F. : IPN, 2007.

GOTERA, Eddin. Una guía para el diseño de tuberías. [Online] monografías.com.
<http://www.monografias.com/trabajos25/disenio-tuberias/disenio-tuberias.shtml>.

HIGHBEAM BUSINESS. 2013. [Online] 2013.
<http://business.highbeam.com/408261/article-1G1-336605689/chemical-engineering-plant-cost-index>.

INDURA. 2010. *Manual de aceros inoxidables para soldadores*. Chile : INDURA, 2010.

INGLESA. Diseño y cálculo mecánico de intercambiadores de calor tubulares. [Online]
<http://www.slideshare.net/jesus7777777777/17091619-disenoycalculodeintercambiadoresdec calor-14451992>.

INSTITUTO BENINSON. Instituto de Energía Nuclear: ibeninson.com ar. [Online]
<http://www.ibeninson.com.ar/nsite/archivos/Intercambiadores.pdf>.

LÓPEZ, Gloria. practica 3. intercambiadores de calor. [Online] TECNOLÓGICO DE MONTERREY.
http://www.mty.itesm.mx/dia/deptos/im/termofluidos/transf_calor/practica3_intercambiadoresdec calor.doc..

MEGYESY, Eugene. 1992. *Manual de recipientes a presión: diseño y cálculo*. México : LIMUSA, 1992.

Ministerio de Educación, Cultura y Deporte. *Biotechnología y medio ambiente*. España : Biblioteca.

Municipio de las Palmas de Gran Canaria. 2008. *Preinforme de estudio de valorización de lodos de estaciones depuradoras de lodos residuales urbanas*. Gran Canaria : s.n., 2008.

OPEX ENERGY. OPEX-ENERGY (Plantas de biomasa). [Online] Plantas de biomasa. <http://www.opex-energy.com/biomasa/>.

RIVAS, Paulino. 2013. Ahorro energético con recuperadores de calor. *Instalaciones y Eficiencia Energética.com*. [Online] 2013.
<http://www.instalacionesyeficienciaenergetica.com/2013/10/ahorro-energetico-con-recuperadores-de-calor.html#.UqepgPTuJqV>.

SALAZAR, J. 2001. *Diseño de equipos de transferencia de calor*. México : UANL, 2001.

SINNOT, R. 2005. *Chemical Engineering Design, Volumen 6.* USA : ELESEVIER, 2005.

TECNOILCALOR. Interacumuladores con serpentín fijo para producción de agua caliente. [Online] [http://www.tecnocalor.com/catalogo/Agua-caliente-sanitaria-\(ACS\)_c5/Interacumuladores-con-serpentin-fijo-A.C.S._f18/](http://www.tecnocalor.com/catalogo/Agua-caliente-sanitaria-(ACS)_c5/Interacumuladores-con-serpentin-fijo-A.C.S._f18/).

TEMA. 1999. *Standards of the Tubular Exchanger Manufacturers Association.* New York : TEMA, 1999.

Universidad de Salamanca. 2006. Diseño de equipos e instalaciones. [Online] 2006. <http://web.usal.es/~tonidm/>.

Universidad Nacional del Callao. 2012. *Diseño de un Intercambiador de Calor de Coraza y Tubos.* Callao : UNAC, 2012.

VALENZUELA, Ramiro. 2003. *Apuntes de transferencia de calor.* Riobamba : ESPOCH, 2003.

VELASQUEZ, Wilfredo. 2007. Biomasa. Energías renovables. *mailxmail.com.* [Online] 2007. <http://www.mailxmail.com/getPdf.cfm?qs=5/biomasa-energias-renovables-23835-completo.pdf>.

WIKIPEDIA. Evaporador de expansión seca: [wikipedia.org.](http://commons.wikimedia.org/wiki/File:Esquema_evaporador_DX_1.jpg) [Online] http://commons.wikimedia.org/wiki/File:Esquema_evaporador_DX_1.jpg.

WIKIPEDIA. 2012. Tratamiento de lodos. [Online] 2012. http://es.wikipedia.org/wiki/Tratamiento_de_lodos.

WIKISPACES. 2013. Procesos-bio: Equipos para transmisión de calor. [Online] 2013. <http://procesosbio.wikispaces.com/Equipos+para+transmisi%C3%B3n+de+Calor>.

ZAMORA, L, CISNEROS, Y and I., MACÍAS. *monografías.com. Consideraciones sobre la utilización del biogás.* [Online] <http://www.monografias.com/trabajos15/utilizacion-biogas/utilizacion-biogas.shtml>.